

Tugas Akhir - ME141501

## Desain Sistem Pendingin Absorpsi untuk *Inlet Air* Turbin Gas pada PLTGU

Muhammad Faisal Ridho  
NRP 4213 100 082

Dosen Pembimbing  
Sutopo Purwono Fitri, ST, M. Eng., Ph. D  
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017





**Tugas Akhir – ME141501**

**Desain Sistem Pendingin Absorpsi untuk *Inlet Air* Turbin Gas pada  
PLTGU**

Muhammad Faisal Ridho  
NRP 4213 100 082

**Dosen Pembimbing**

Sutopo Purwono Fitri, ST, M.Eng., Ph. D  
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

**Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



**Final Project – ME141501**

**Design of Absorption Chiller System for Gas Turbine Inlet Air in Combined Cycle Power Plant**

Muhammad Faisal Ridho  
NRP 4213 100 082

**Advisor**

Sutopo Purwono Fitri, ST., M. Eng., Ph.D.  
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Department of Marine Engineering  
Faculty of Marine Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## Halaman Pengesahan

### Desain Sistem Pendingin Absorpsi untuk *Inlet Air* Turbin Gas pada PLTGU

#### Tugas Akhir

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Muhammad Faisal Ridho**  
NRP. 4213 100 082

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

1. Sutopo Purwono Fitri, ST, M. Eng., Ph. D  
NIP 19751006 2002 12 1003
2. Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.  
NIP 19900605 2015 04 1001



Surabaya  
Juli 2017

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## Halaman Pengesahan

### Desain Sistem Pendingin Absorpsi untuk *Inlet Air* Turbin Gas pada PLTGU

#### Tugas Akhir

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Muhammad Faisal Ridho**

NRP. 4213 100 082



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## Pernyataan Bebas Plagiarisme

Saya yang bertanda tangan di bawah ini menyatakan dengan sebenarnya bahwa:

*“Pada laporan tugas akhir yang saya susun ini, tidak terdapat tindakan plagiarisme dan menyatakan dengan sukarela bahwa semua data, konsep rancangan, bahan tulisan, dan materi yang ada di laporan tersebut merupakan milik Laboratorium Marine Machinery and System (MMS) di Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS yang merupakan hasil studi penelitian dan berhak dipergunakan untuk pelaksanaan kegiatan-kegiatan penelitian lanjutan serta pengembangannya.”*

Nama : Muhammad Faisal Ridho  
NRP : 4213100082  
Judul Tugas Akhir : Desain Sistem Pendingin Absorpsi untuk *Inlet Air* Turbin Gas pada PLTGU  
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas : Fakultas Teknologi Kelautan ITS

Apabila di kemudian hari terbukti terdapat tindakan plagiarisme, maka saya akan bertanggung jawab sepenuhnya dan menerima sanksi yang diberikan oleh ITS sesuai dengan ketentuan yang berlaku

Surabaya, 27 Juli 2017

Pembuat pernyataan



Muhammad Faisal Ridho

NRP 4213100082

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## ***Design of Absorption Chiller System for Gas Turbine Inlet Air in Combined Cycle Power Plant***

*Student Name* : Muhammad Faisal Ridho  
*NRP* : 4213 100 082  
*Supervisor 1* : Sutopo Purwono Fitri, ST, M. Eng, Ph. D  
*Supervisor 2* : Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

### **Abstract**

*The same gas turbine can operate at the different rating due to its ambient air condition. Therefore, ISO issued reference condition of gas turbine inlet air at temperature of 15°C, relative humidity of 60%, and pressure at sea level (101.325 kPa). The combined cycle power plant in PJB UP Gresik currently is not using chilling system on its air intake system, whereas the ambient air temperature can reach 32°C. On the other side, the exhaust gas of the plant's HRSG still has a high temperature, approximately 130°C, also with a high mass flow rate which can be utilized as heat input for vapor absorption chiller system.*

*This research purposes to plan an absorption chiller system for gas turbine inlet air in combined cycle power plant in PJB UP Gresik to achieve the ISO 3977-2:1997 reference condition by utilizing its waste heat. This research has been conducted by assuming that the system is isolated perfectly without any leaks with steady flow. The heat source for the system comes from the HRSG's waste heat. Furthermore, this research didn't technically analyze the plant's performance after the chiller application is conducted, neither analyze the economic aspect.*

*The exhaust gas of HRSG has heat energy of 54734.80217 kW which can be utilized for absorption chiller system with each generator, condenser, evaporator, and absorber temperature of 80°C, 40°C, 5°C, and 25°C, and designed heat transfer rate of 27805.883 kW, 23920.969 kW, 22574.84 kW, and 26459.759 kW. The COP that the system can achieve is 0.8111. The chilling requirement can be fulfilled by adjusting the mass flow rate of the hot fluid transferred to system's generator, fluid circulated in the evaporator inside the HRSG, weak solution inside the system, and chilling water for inlet air.*

*Compressor outlet air temperature after chiller application is predicted to be reduced from 411°C becomes 372.9°C at ambient air temperature of 32°C. Based on performance test data throughout 2016, it is predicted that there is power output augmentation after chiller application of 16345.5 kW or 15.508% from 105400 kW (at temperature of 31.8°C) becomes 121745.5 kW.*

***Keywords: ISO 3977-2:1997, waste heat, absorption chiller***

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **Desain Sistem Pendingin Absorpsi untuk *Inlet Air* Turbin Gas pada PLTGU**

Nama Mahasiswa : Muhammad Faisal Ridho  
NRP : 4213 100 082  
Dosen Pembimbing 1 : Sutopo Purwono Fitri, ST, M. Eng, Ph. D  
Dosen Pembimbing 2 : Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

### **Abstrak**

Turbin gas yang sama dapat beroperasi pada rating yang berbeda pada kondisi lingkungan yang berbeda-beda. Oleh karena itu, ISO mengeluarkan kondisi referensi pada suhu inlet air 15°C, kelembapan relatif 60%, dan tekanan udara pada permukaan laut (101.325 kPa). PLTGU di PJB UP Gresik saat ini tidak menggunakan sistem pendingin pada air intake system-nya, padahal suhu udara lingkungan sekitar dapat mencapai 32°C. Di sisi lain, gas buang dari HRSG pada PLTGU masih memiliki suhu yang tinggi, sekitar 130°C, dengan laju aliran massa yang besar pula yang dapat dimanfaatkan untuk menjadi panas masukan pada sistem pendingin absorpsi.

Penelitian ini bertujuan membuat desain sistem pendingin absorpsi untuk inlet air turbin gas pada PLTGU di PJB UP Gresik dengan memanfaatkan waste heat pada PLTGU untuk mencapai kondisi referensi sesuai ISO 3977-2:1997. Penelitian ini dilakukan dengan mengasumsikan bahwa sistem terisolasi sempurna tanpa ada kebocoran dengan aliran yang tunak. Sumber panas yaitu dari waste heat HRSG. Selain itu, penelitian ini tidak menganalisis performa PLTGU setelah penerapan pendingin dilakukan, serta tidak menganalisis aspek ekonominya.

Gas buang HRSG memiliki panas sebesar 54734.802 kW yang dapat dimanfaatkan untuk sistem pendingin absorpsi dengan suhu generator, kondensor, evaporator, dan absorber masing-masing 80°C, 40°C, 5°C, dan 25°C, dan laju perpindahan panas desain masing-masing 27805.88 kW, 23920.97 kW, 22574.84 kW, dan 26459.76 kW. COP yang dapat dicapai sistem sebesar 0.8111. Kebutuhan pendinginan dapat disesuaikan dengan mengatur laju aliran massa fluida panas menuju generator sistem, fluida yang disirkulasikan di dalam evaporator pada HRSG, larutan encer pada sistem, dan air pendingin untuk inlet air.

Suhu udara keluaran kompresor setelah penerapan pendingin diperkirakan turun dari 411°C menjadi 372.9°C pada kondisi suhu udara lingkungan 32°C. Berdasarkan data uji performa selama tahun 2016, diperkirakan ada penambahan daya sebesar 16345.5 kW atau sebesar 15.508% dari semula 105400 kW (pada suhu 31.8°C) menjadi 121745.5 kW.

**Kata Kunci:** ISO 3977-2:1997, Waste heat, pendingin absorpsi

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## Kata Pengantar

Puji Syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT yang telah memberikan nikmat yang tak terhingga, yang tak mungkin diri ini menuliskannya walau hingga akhir hayat, sehingga penulis dapat menyelesaikan penelitian ini tepat waktu.

Penulis juga mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan penelitian ini mulai dari mencetuskan ide hingga mengumpulkan laporan penelitian ini. Penulis terutama berterima kasih kepada:

1. Kedua orang tua dan saudara-saudara penulis yang senantiasa memberikan pelajaran hidup dan segala macam dukungan untuk dapat terus melanjutkan kuliah;
2. Bapak Sutopo Purwono Fitri, sebagai dosen pembimbing satu yang terus membimbing penulis dari awal pencetus ide hingga tahap akhir penulisan laporan penelitian ini, yang juga membimbing seluruh mahasiswa bimbingannya untuk dapat selalu berada di jalan yang benar;
3. Bapak Alam Baheramsyah, sebagai dosen pembimbing dua yang juga terus membimbing penulis mulai dari setelah P1 hingga tahap akhir penulisan laporan penelitian ini, yang juga selalu menekankan mahasiswa agar benar-benar paham bahkan hal terkecil yang mungkin terlihat sepele di dalam penelitian ini;
4. Seluruh pihak yang telah membantu proses administrasi hingga pengumpulan data di PJB UP Gresik;
5. Arief Maulana, yang selalu luar biasa sabar dalam membantu kehidupan penulis yang sering absurd, melayani konsultasi mengenai turbin gas dan dunia aviasi, yang juga menjadi inspirasi dan semangat awal dalam melakukan penelitian ini, membantu mengurus berbagai keperluan dan mengantar peneliti menuju objek penelitian, serta saling menyemangati diri dalam menyelesaikan tugas akhir, dan saling nasihat-menasihati dalam kebenaran dan kesabaran;
6. Brendt Wischnewski, yang merupakan pemilik dan *programmer* Peace Software yang berisi berbagai data properti udara, air, serta zat lainnya. Dalam hal ini telah banyak membantu penulis dalam mencari properti udara dan air baik itu cair maupun uap;
7. Andwi Nuzul Ramadhani dan I Gde Manik Sukanegara Aditha, yang selalu menjadi inspirasi kebijakan dan kebajikan dalam hidup ini sejak pertengahan semester pertama perkuliahan hingga masa yang belum tahu kapan akhirnya, selalu membantu kehidupan ini sejak awal bertemu hingga masa yang juga belum tahu kapan akhirnya, yang juga menjadi tempat berpaling dari berbagai kesulitan selama masa perkuliahan;
8. Yudha Agus Rahman Prasetyo, Manggala Yudha Setio Wicaksono, Nova Alfian, dan Darwin Setiyawan sebagai teman-teman satu topik mengenai pendinginan dan pemanasan yang selalu bahu-membahu dalam membantu menyelesaikan tugas akhir hingga menjadi teman yang begitu akrab;
9. Teman-teman di Laboratorium Mesin Fluida dan Sistem dan Laboratorium lainnya (MEAS dan MPP), terutama kepada Paramitha Sari Octaria Untung, Ivan Nabil Arighi, Mayang Krisna Wardani, Fegie Damayandi Harnitya, Rhama Febriantoro Nugroho, Wiwin Rohmah, Riantini Karmina, Ryan Ananta Mufied Rahardi, Nabil Putra Hisyam, Nur Aulia Rosyida, dan lainnya yang selalu senantiasa membantu meringankan rasa penat selama masa perkuliahan;

10. Arfan Dwi Maulana, Prasetyo Adi Wibowo, Hamzah Fansyuri, dan Oky Mahardika Firnanda sebagai teman-teman Kontrakan Abah serta Heri Febrianoro, yang sudah banyak memberikan pelajaran hidup terutama dalam hal keikhlasan, kesabaran, dan pemahaman bagaimana mengurutkan prioritas yang juga semua itu mungkin dapat dimaknai baik secara positif maupun negatif;
11. Serta seluruh teman atau keluarga yang tak dapat saya tuliskan di atas kertas ini, baik yang membantu maupun tidak membantu dalam hidup ini .

Penulis juga memahami bahwa penelitian ini masih belum sempurna. Oleh karena itu, masukan yang sifatnya membangun sangat penulis harapkan untuk dapat menyempurnakan penelitian ini.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

## Daftar Isi

Halaman Judul .....	i
Halaman Pengesahan.....	v
Halaman Pengesahan.....	vii
Pernyataan Bebas Plagiarisme.....	ix
<i>Abstract</i> .....	xi
Abstrak .....	xiii
Kata Pengantar .....	xv
Daftar Isi.....	xvii
Daftar Gambar .....	xix
Daftar Tabel.....	xxi
Daftar Simbol .....	xxiii
Bab I Pendahuluan .....	1
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	1
1.3. Batasan Masalah.....	1
1.4. Tujuan.....	2
1.5. Manfaat.....	2
Bab II Dasar Teori.....	3
2.1. PLTGU Blok 1 PJB UP Gresik .....	3
2.2. Pendinginan Inlet Air Turbin Gas .....	7
2.3. Pendinginan Absorpsi.....	8
2.4. Penelitian yang Telah Dilakukan Sebelumnya.....	12
Bab III Metodologi.....	15
3.1. Identifikasi Masalah .....	16
3.2. Studi Literatur.....	17
3.3. Pengumpulan Data .....	17
3.4. Studi Empiris.....	17
3.5. Perancangan Sistem.....	17
3.6. Hasil dan Pembahasan.....	17
3.7. Kesimpulan dan Saran.....	18
Bab IV Analisis dan Pembahasan .....	19
4.1. Perancangan Sistem Pendingin Absorpsi dan <i>Waste Heat Recovery</i> .....	19
4.2. Potensi Panas dari Gas Buang HRSG .....	21
4.3. Kebutuhan Pendinginan Inlet Air Turbin Gas.....	26
4.4. Perencanaan Sistem Pendingin Absorpsi .....	27
4.5. Validasi Sistem Pendingin Absorpsi .....	31
4.6. Pengaruh Suhu Udara Lingkungan.....	36
4.7. Perencanaan Evaporator .....	40
4.8. Perubahan Suhu Outlet Kompresor .....	45
4.9. Prakiraan Penambahan Daya Turbin Gas .....	45
Bab V Penutup .....	49

5.1.	Kesimpulan.....	49
5.2.	Kritik.....	49
5.3.	Saran .....	50
Daftar Pustaka .....		51

## Daftar Gambar

Gambar 2.1. Overhaul turbin gas 3.2 pada PLTGU PJB UP Gresik .....	3
Gambar 2.2. HRSG 3.3 pada PLTGU PJB UP Gresik .....	4
Gambar 2.3. Turbin uap HP dan LP .....	6
Gambar 2.4. Siklus pendingin absorpsi .....	8
Gambar 2.5. Grafik entalpi-suhu-konsentrasi dan grafik tekanan-suhu-konsentrasi dari larutan air-litium bromida .....	11
Gambar 2.6. Modifikasi pada siklus absorpsi uap ideal .....	12
Gambar 3.1. <i>Flow chart</i> penelitian .....	16
Gambar 4.1. Rancangan sistem pendingin absorpsi dan <i>waste heat recovery</i> .....	20
Gambar 4.2. Sistem pendingin absorpsi .....	28
Gambar 4.3. Suhu generator vs laju perpindahan panas .....	34
Gambar 4.4. Suhu generator vs laju aliran massa larutan encer .....	34
Gambar 4.5. Suhu generator vs konsentrasi larutan air-litium bromida .....	35
Gambar 4.6. Suhu generator vs COP sistem .....	36
Gambar 4.7. Suhu udara lingkungan vs kebutuhan pendingin .....	37
Gambar 4.8. Suhu udara lingkungan vs laju perpindahan panas .....	39
Gambar 4.9. Suhu udara lingkungan vs laju aliran massa larutan .....	39
Gambar 4.10. Suhu udara lingkungan vs Laju aliran massa uap air .....	40
Gambar 4.11. Sistem evaporator di HRSG .....	41
Gambar 4.12. Suhu udara lingkungan vs laju aliran massa .....	43
Gambar 4.13. Suhu udara lingkungan vs laju aliran massa .....	44
Gambar 4.14. Pengaruh suhu <i>inlet air</i> terhadap daya generator dengan <i>trendline</i> polinomial kuadrat .....	46
Gambar 4.15. Pengaruh suhu <i>inlet air</i> terhadap daya generator dengan <i>trendline</i> linier .....	47

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## Daftar Tabel

Tabel 4.1. Data kondisi inlet bahan bakar pada turbin gas.....	21
Tabel 4.2. Data dan properti kompresor dan turbin gas .....	22
Tabel 4.3. Data operasi turbin gas .....	22
Tabel 4.4. Hasil perhitungan turbin gas .....	24
Tabel 4.5. Data operasi HRSG .....	24
Tabel 4.6. Hasil perhitungan HRSG.....	25
Tabel 4.7. Parameter perencanaan sistem pendingin absorpsi .....	28
Tabel 4.8. Parameter perencanaan konsentrasi LiBr .....	29
Tabel 4.9. Properti larutan pada tiap titik .....	29
Tabel 4.10. Properti larutan pada titik 3 .....	30
Tabel 4.11. Properti larutan pada tiap titik (menggunakan software) .....	31
Tabel 4.12. Error antara perhitungan manual dengan menggunakan software .....	32
Tabel 4.13. Hasil simulasi variasi suhu generator .....	33
Tabel 4.14. Hasil simulasi variasi suhu udara lingkungan sekitar turbin gas.....	37
Tabel 4.15. Parameter perencanaan evaporator.....	41
Tabel 4.16. Variasi suhu udara lingkungan sekitar turbin gas.....	42
Tabel 4.17. Parameter perencanaan evaporator.....	43
Tabel 4.18. Variasi suhu udara lingkungan sekitar turbin gas.....	44
Tabel 4.19. Data uji performa turbin gas pada PLTGU .....	46
Tabel 4.20. Error perhitungan menggunakan persamaan kuadrat dan linier .....	47

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## Daftar Simbol

### Simbol Besaran

$A$	: luas permukaan ( $\text{m}^2$ )
$\alpha$	: <i>flow coefficient</i> (tanpa satuan)
$\frac{A}{F}$	: rasio udara-bahan bakar (tanpa satuan)
$abs$	: menerangkan kondisi absolut
$COP$	: koefisien performa (tanpa satuan)
$\gamma$	: <i>specific gravity</i> ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$E_p$	: faktor ekspansi (tanpa satuan)
$\lambda$	: <i>circulation ratio</i> (tanpa satuan)
$g$	: percepatan gravitasi ( $\text{m}/\text{s}^2$ )
$h$	: entalpi ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )
$\dot{m}$	: laju aliran massa ( $\text{kg}/\text{s}$ atau $\text{kg}/\text{h}$ )
$\eta$	: efisiensi (tanpa satuan)
$P$	: tekanan ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ atau $\text{kPa}$ atau $\text{mmH}_2\text{O}$ atau $\text{atm}$ )
$\rho$	: massa jenis ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\dot{Q}$	: laju perpindahan panas atau laju aliran energi ( $\text{kW}$ )
$RH$	: kelembapan relatif (%)
$T$	: suhu ( $^{\circ}\text{C}$ atau $\text{K}$ )
$W$	: rasio kelembapan ( $\text{kg}_w/\text{kg}_{da}$ )
$\dot{W}$	: daya dalam bentuk kerja mekanik ( $\text{kW}$ )
$v$	: volume spesifik ( $\text{m}^3/\text{kg}_{da}$ )
$\dot{V}$	: debit ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$x$	: konsentrasi (%)

### Simbol Subscript

$abs$	: <i>absorber</i> pada sistem pendingin absorpsi
$amb$	: <i>ambient</i> (lingkungan sekitar)
$bb$	: bahan bakar
$c$	: kompresor
$con$	: kondensor pada sistem pendingin absorpsi
$da$	: <i>dry air</i> (udara kering)
$e$	: evaporator di luar sistem pendingin absorpsi
$evap$	: evaporator pada sistem pendingin absorpsi
$fw$	: <i>feedwater</i>
$g$	: generator listrik
$gas$	: gas
$gen$	: generator pada sistem pendingin absorpsi
$HP$	: sisi dengan tekanan tinggi
$HRSG$	: <i>heat recovery steam generator</i>
$in$	: menerangkan besaran yang masuk
$loss$	: rugi-rugi
$LP$	: sisi dengan tekanan rendah

*net* : neto  
*out* : menerangkan besaran yang keluar  
*ph* : *preheater*  
*pump* : pompa  
*s* : *steam* (uap)  
*ss* : *strong solution* (larutan pekat)  
*tg* : turbin gas  
*th* : termal  
*u* : udara  
*w* : *water* (air)  
*ws* : *weak solution* (larutan encer)

## **Bab I**

### **Pendahuluan**

#### **1.1. Latar Belakang**

Turbin gas yang sama dapat beroperasi pada performa yang berbeda pada dataran tinggi seperti di LaPaz, Bolivia, dan pulau tropis di Singapura. Turbin gas memiliki performa yang berbeda antara musim dingin dan musim panas di gurun Arab Saudi. Hal ini tidak ada hubungannya dengan turbin gas itu sendiri, namun hal ini disebabkan oleh kondisi atmosfer lingkungan sekitarnya (Zactruba, 2009).

Untuk menghilangkan kesalahpahaman tersebut, ISO menjelaskan *output* dan performa gas turbin pada kondisi standar yang disebut *ISO ratings*. Hal tersebut tertuang di dalam ISO 3977-2 (*Gas Turbine – Procurement – Part 2: Standard Reference Conditions and Rating*). ISO 3977-2 menjelaskan standar *rating* pada operasional gas turbin dalam tiga kondisi: suhu udara masuk 15°C, kelembapan 60%, dan pada tekanan permukaan laut (101.325 kPa).

Kondisi lingkungan di sekitar PLTGU Gresik sendiri tercatat mengalami suhu tertinggi pada tahun 2016 sebesar 37°C dengan kelembapan relatif antara 65% sampai 91% (Accuweather, 2016). Suhu tersebut masih jauh di atas keadaan standar yang dijelaskan oleh ISO 3977-2:1997. Udara dengan suhu yang lebih tinggi akan berekspansi menyebabkan udara memiliki massa jenis yang lebih kecil sehingga massa udara yang masuk ke turbin gas lebih sedikit.

Oleh karena itu, untuk dapat mencapai performa dan efisiensi turbin gas yang lebih baik sesuai dengan standar ISO, maka dibutuhkan pendingin pada sistem masukan udara turbin gas. Selain itu, pendingin pada masukan udara turbin gas juga dapat mengompensasi perubahan suhu udara masuk akibat perubahan cuaca atau musim di lingkungan sekitar.

Di sisi lain, gas buang dari HRSG pada PLTGU masih memiliki suhu yang tinggi, sekitar 130°C dengan laju aliran massa yang besar pula. Gas buang ini masih dapat dimanfaatkan untuk memanaskan larutan refrigeran dan absorben pada sistem pendingin absorpsi.

#### **1.2. Perumusan Masalah**

- 1.2.1. Bagaimana desain sistem pendingin absorpsi untuk *inlet air* turbin gas dengan memanfaatkan *waste heat* HRSG pada PLTGU yang ditinjau untuk mencapai kondisi referensi sesuai ISO 3977-2:1997?

#### **1.3. Batasan Masalah**

- 1.3.1. Penelitian ini mendesain *piping and instrumentation diagram* (P&ID)
- 1.3.2. Sistem diasumsikan terisolasi sempurna tanpa ada kebocoran
- 1.3.3. Sistem diasumsikan dalam keadaan aliran tunak (*steady state*)
- 1.3.4. Keluaran kondensor diasumsikan cair jenuh
- 1.3.5. Sumber panas yang dimanfaatkan adalah *waste heat* HRSG
- 1.3.6. Performa turbin gas dan turbin uap setelah penerapan pendingin tidak dianalisis  
Aspek ekonomi tidak ditinjau

#### **1.4. Tujuan**

- 1.4.1. Membuat desain sistem pendingin absorpsi untuk *inlet air* turbin gas dengan memanfaatkan *waste heat* dari HRSG pada PLTGU yang ditinjau untuk mencapai kondisi referensi sesuai ISO 3977-2:1997.

#### **1.5. Manfaat**

- 1.5.1. Mengetahui spesifikasi perangkat yang dibutuhkan untuk membangun sistem pendingin absorpsi untuk *inlet air* turbin gas pada PLTGU yang ditinjau dengan memanfaatkan *waste heat* dari HRSG sebagai panas masukan pada generator sistem pendingin agar dapat mencapai kondisi referensi sesuai ISO 3977-2:1997.
- 1.5.2. Menjadi bahan pertimbangan bagi perusahaan untuk diterapkan agar dapat mencapai *rating* turbin gas yang lebih tinggi.

## Bab II

### Dasar Teori

#### 2.1. PLTGU Blok 1 PJB UP Gresik

PLTGU Blok 1 PJB UP Gresik merupakan pembangkit yang menggunakan turbin gas pada siklus gabungan (*combined cycle*) dengan turbin uap. Gas buang turbin gas memiliki suhu tinggi (pada kondisi ISO) sebesar 549°C (Mitsubishi, 1995). Gas tersebut tidak langsung dibuang ke lingkungan, namun digunakan untuk memanaskan *feedwater* turbin uap di dalam *heat recovery steam generator* (HRSG). PLTGU ini menggunakan kombinasi 3-3-1 dengan tiga buah turbin gas, tiga buah HRSG (satu HRSG pada tiap turbin gas), dan satu buah turbin uap.

##### 2.1.1. Sistem Turbin Gas

Turbin gas berfungsi sebagai pembangkit listrik tahap pertama. Bagian utamanya adalah kompresor, ruang bakar, turbin gas, dan generator listrik. Turbin gas yang digunakan pada sistem ini adalah Mitsubishi MW-701D dengan spesifikasi berikut.

Jumlah	: 3 unit tiap blok PLTGU
Manufaktur	: Mitsubishi Heavy Industries
Model	: MW-701D
Kompresor	: 19 <i>stages axial compressor</i>
Combustor	: tipe <i>cannular</i> , 18 <i>baskets</i>
Turbin gas	: aliran aksial, tipe reaksi, 4 <i>stages</i>
Putaran nominal	: 3000 RPM
Kapasitas beban dasar	: 112.45 MW
Suhu gas buang	: 549°C



Gambar 2.1. Overhaul turbin gas 3.2 pada PLTGU PJB UP Gresik

Turbin gas memerlukan sistem penyaringan udara masuk. Sistem penyaringan udara yang digunakan pada sistem ini memiliki spesifikasi berikut.

Jumlah	: 1 unit tiap turbin gas
Tipe	: <i>Self-cleaning pulse jet type</i>
Jumlah elemen filter	: 1008 dalam 6 modul
Efisiensi penyaringan	: 99.5%

Total aliran udara : 1475000 kg/h  
*Initial pressure drops* : 46 mmH<sub>2</sub>O  
*Starting of cleaning cycle pressure drops* : 51 mmH<sub>2</sub>O

Turbin gas tersebut disambungkan dengan generator listrik Siemens TLRI108/36 dengan spesifikasi berikut.

Jumlah : 3 unit tiap blok PLTGU  
 Manufaktur : Siemens AG  
 Model : TLRI 108/36  
 Tegangan : 10.5 kV  
 Arus beban : 8450 A  
 Kapasitas : 150 MVA  
 Putaran nominal : 3000 RPM  
 Faktor daya : 0.8  
 Jumlah fase : 3 fase YY  
 Frekuensi : 50 Hz  
 Sistem pendingin : Udara

### 2.1.2. Sistem HRSG

Pada saat bekerja dalam siklus gabungan, gas buang akan dialirkan ke HRSG untuk menghasilkan uap dari air. HRSG berisi empat komponen yaitu *preheater* yang berfungsi memanaskan air, *economizer* yang berfungsi memanaskan air hingga menjadi cair jenuh, *evaporator* yang memanaskan air hingga menjadi uap jenuh, dan *super heater* yang memanaskan uap jenuh menjadi uap kering. HRSG yang digunakan pada sistem PLTGU memiliki spesifikasi berikut.

Jumlah : 3 unit  
 Manufaktur : CMI  
 Kapasitas : 100% HSD HP 165 t/h, LP 49 t/h  
 100% BBG HP 181 t/h, LP 48 t/h



Gambar 2.2. HRSG 3.3 pada PLTGU PJB UP Gresik

Sistem HRSG ini juga didukung sistem transfer fluida berikut.

- *Low pressure feedwater pump*
  - Jumlah : 6 unit per blok HRSG
  - Manufaktur : Ensial
  - Model : M-300
  - Kapasitas : 93.9 m<sup>3</sup>/h
  - Putaran : 1470 RPM
- *High pressure feedwater pump*
  - Jumlah : 4 unit per blok HRSG
  - Manufaktur : Ensial
  - Model : M-300
  - Kapasitas : 400 m<sup>3</sup>/h
  - Putaran : 1470 RPM
- *Low pressure circulating pump*
  - Jumlah : 6 unit per blok HRSG
  - Manufaktur : Sulzer
  - Model : M-200
  - Kapasitas : 207.5 m<sup>3</sup>/h (per unit)
  - Putaran : 2972 RPM
- *High pressure circulating pump*
  - Jumlah : 4 unit per blok HRSG
  - Manufaktur : Sulzer
  - Model : M-200
  - Kapasitas : 129.3 m<sup>3</sup>/h
  - Putaran : 2970 RPM

### 2.1.3. Sistem Turbin Uap

Sistem turbin uap pada PLTGU menggunakan uap hasil pemanasan di HRSG dengan panas dari gas buang turbin gas. Komponen utama pada sistem turbin uap adalah turbin uap, kondensor, pompa kondensat, dan *deaerator*. Turbin uap yang digunakan pada sistem ini adalah Mitsubishi TC2F-33.5” dengan spesifikasi berikut.

- Jumlah : 1 unit tiap blok PLTGU
- Manufaktur : Mitsubishi Heavy Industries
- Model : TC2F-33.5”
- Tipe : *Tandem compound two casing double exhaust type*
- Kapasitas : 189.91 MW (*natural gas firing air temperature 32°C*)
- Kondisi *inlet steam*
  - Tekanan uap HP : 75 atm (7354,99 kPa abs)
  - Suhu uap HP : 505°C
  - Tekanan uap LP : 5.1 atm (500.139 kPa absolut)
  - Suhu uap LP : 175.9°C
  - Tekanan buang : 697 mmHg

Putaran nominal : 3000 RPM  
 Jumlah *stages* : 20 HP *stages*, 5 LP *stages* x2



Gambar 2.3. Turbin uap HP (kiri) dan LP (kanan)

Turbin uap ini disambungkan dengan generator listrik Siemens THRI 100/42 dengan spesifikasi berikut.

Jumlah : 1 unit tiap blok PLTGU  
 Manufaktur : Siemens AG  
 Model : THRI 100/42  
 Tegangan : 15.75 kV  
 Arus beban : 9230 A  
 Kapasitas : 250 MVA  
 Putaran nominal : 3000 RPM  
 Faktor daya : 0.8  
 Jumlah fase : 3 fase YY  
 Frekuensi : 50 Hz  
 Sistem pendingin : Udara

Turbin uap ini juga didukung dengan kondensor yang berfungsi mengubah fase uap menjadi air dengan spesifikasi berikut.

Jumlah : 3 unit tiap blok PLTGU  
 Tipe : aliran radial, *surface cooling*  
 Permukaan pendingin : 14150 m<sup>3</sup>  
 Debit air pendingin : 46070 m<sup>3</sup>/jam  
 Suhu *inlet* air pendingin : 30°C  
 Tekanan vakum : 697 mmHg  
 Jumlah lintasan : 1  
 Kecepatan air pendingin : 2,1 m/s  
 dalam tube  
 Diameter tube : 25 mm  
 Ketebalan tube : 1.25 mm/0.5 mm  
 Jumlah tube : 14636/636  
 Panjang efektif tube : 11797 mm



## 2.2. Pendinginan *Inlet Air Turbin Gas*

ISO 3977-2:1997 menjelaskan kondisi referensi standar untuk operasi turbin gas. Standar tersebut dikeluarkan untuk menghilangkan kebingungan pada *rating* atau *output* turbin gas yang berbeda pada kondisi lingkungan yang berbeda. Dengan demikian, manufaktur turbin gas akan menspesifikasikan turbin gas buatan mereka berdasarkan kondisi *inlet air* pada suhu 15°C, kelembapan relatif 60%, dan tekanan pada permukaan laut (101.325 kPa).

Pendingin *inlet air* pada turbin gas bertujuan untuk menambah massa jenis udara yang masuk ke kompresor. Hal tersebut dilakukan untuk mencapai efisiensi termal yang lebih baik dan *rating* yang sesuai dengan spesifikasi yang telah dijelaskan oleh ISO 3977-2 (*inlet air* saat ini sekitar 30°C).

Ada beberapa teknik dalam mendinginkan *inlet air* pada turbin gas yaitu pengabutan (*fogging*), *evaporative cooling*, *vapor compression chiller*, *vapor-absorption chiller*, dan *combination with thermal energy storage*.

### 2.2.1. Pendinginan *Fogging*

Teknik pendinginan *fogging* pada sisi masukan udara turbin gas dilakukan dengan menyemprotkan air yang telah mengalami atomisasi ke aliran udara masuk. Air tersebut akan menguap dengan cepat dan mendinginkan udara masuk.

Air yang digunakan adalah air yang telah dihilangkan kandungan mineralnya (demineralisasi). Air biasanya ditekan pada 138 bar dan kemudian diinjeksikan ke saluran udara masuk melalui larik nosel kabut (Meher-Homji dan Mee, 2000).

Pada siang hari yang panas di lingkungan gurun, penggunaan pendingin ini dapat menurunkan suhu *air intake* sebanyak 22.2°C, sementara pada siang yang panas di lingkungan lembap hanya dapat mendinginkan sebanyak 5.6°C atau kurang dari itu (Mee, 2016).

### 2.2.2. *Evaporative Cooling*

Teknik pendinginan ini menggunakan media *rigid* basah di mana air didistribusikan ke seluruh *header* dan di mana udara melawati permukaan berpori basah. Sebagian air menguap dan menyerap panas sensibel dari udara dan meningkatkan kelembapan relatif. Hasilnya, suhu bola kering menurun, namun suhu bola basah tidak terpengaruh (Johnson, 1988).

### 2.2.3. *Vapor Compression Chiller*

Pada teknik ini, *coolant* disirkulasikan melalui koil pendingin (*heat exchanger*) yang diletakkan di rumah filter, di ujung tahap penyaringan. Teknik ini merupakan teknik kompresi mekanik yang menggunakan kerja kompresor. Komponen utama dalam teknik pendinginan ini adalah kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator.

Pendingin mekanik ini mampu menaikkan keluaran dan performa turbin yang lebih baik daripada teknik pendinginan basah karena *air intake* dapat didinginkan di bawah suhu bola basah, tidak tergantung dengan kondisi cuaca (Kamal dan Zuhair, 2006).

### 2.2.4. Vapor-Absorption Chiller

Teknik pendingin ini menggunakan energi panas untuk menghasilkan pendinginan dengan prinsip yang mirip dengan teknik pendinginan kompresi uap. Fungsi kompresor pada teknik pendinginan mekanik digantikan oleh *absorber* dan generator.

### 2.2.5. Combination with Thermal Energy Storage

*Thermal energy storage* adalah akumulator panas bertingkat alami yang memungkinkan penyimpanan air dingin yang dihasilkan selama waktu *off-peak*, yang kemudian energi ini digunakan untuk mendinginkan *air intake* turbin selama *on-peak* dan menaikkan daya keluaran. *Thermal energy storage tank* mengurangi biaya operasional dan kapasitas refrigeran (Araner, 2015).

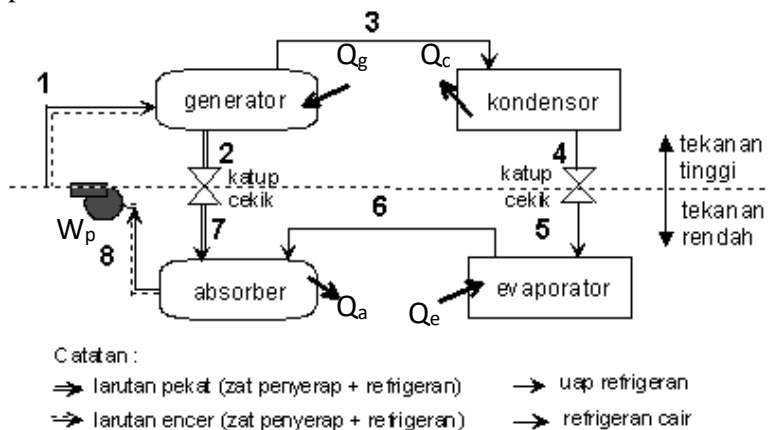
## 2.3. Pendinginan Absorpsi

Sistem pendinginan absorpsi (*absorption chiller system*) adalah salah satu teknik pendinginan yang mirip dengan teknik pendinginan kompresi uap (*vapor compression chiller*). Perbedaan yang paling mencolok adalah penggunaan *absorber*, pompa, dan generator yang menggantikan fungsi kompresor.

Pada penelitian ini, penulis memilih menggunakan teknik pendinginan absorpsi karena teknik ini memerlukan masukan kerja berupa panas yang bisa didapat dari *waste heat* HRSG pada PLTGU. Dengan demikian, biaya operasionalnya akan lebih murah tanpa penggunaan kompresor lagi jika dibandingkan dengan sistem pendingin kompresi uap.

Sistem pendingin absorpsi memiliki dua tingkat tekanan yang bekerja pada sistem. Tingkat tekanan yang pertama adalah tekanan rendah yang mencakup proses penguapan di evaporator dan penyerapan di *absorber*. Sementara tekanan yang satunya adalah tekanan tinggi yang mencakup proses pembentukan uap di generator dan pengembunan di kondensor. Sistem pendingin absorpsi menggunakan dua jenis zat yang berbeda. Zat yang pertama adalah absorben (penyerap). Sementara itu, zat yang kedua adalah refrigeran. Efek refrigerasi didapatkan dari kombinasi proses pengembunan dan penguapan kedua zat tersebut pada dua tingkat tekanan tersebut.

### 2.3.1. Komponen Utama



Gambar 2.4. Siklus pendingin absorpsi (Tim Dosen IPB, 2010)

- *Absorber*

*Absorber* merupakan tempat penampungan larutan refrigeran dan absorben di mana absorben menyerap uap refrigeran dari evaporator. Laju perpindahan panas dari *absorber* dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (2.1)$$

- *Pompa*

Pompa bekerja untuk memindahkan larutan dari *absorber* menuju generator serta menaikkan tekanannya. Daya masukan pompa dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m}_1 \dot{v}_1 (p_{gen} - p_{abs})}{\dot{m}_r \eta_{pump}} \quad (2.2)$$

- *Generator*

Generator bekerja seperti boiler untuk memanaskan larutan hingga refrigeran menguap dan terpisah dari absorben. Panas masukan yang dibutuhkan oleh generator dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_1 h_1 \quad (2.3)$$

- *Kondensor*

Kondensor menerima uap bertekanan tinggi dari generator dan mengembunkannya hingga berubah fase menjadi cair jenuh. Laju perpindahan panas yang dibuang oleh kondensor dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 \quad (2.4)$$

- *Katup Ekspansi dan Katup Pressure Reducing*

Katup ekspansi berfungsi untuk mengatur aliran uap yang akan masuk ke kondensor. Sementara itu katup *pressure reducing* berfungsi untuk menurunkan tekanan cairan refrigeran yang akan masuk ke evaporator.

- *Evaporator*

Evaporator menyerap panas dari lingkungan untuk menguapkan refrigeran pada tekanan rendah. Pada tahap ini terjadi efek refrigerasi. Laju perpindahan panas yang diserap oleh evaporator dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 \quad (2.5)$$

- *Keseimbangan Energi*

Keseimbangan energi pada siklus ini memenuhi persamaan berikut.

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{pump} = \dot{Q}_{con} + \dot{Q}_{abs} \quad (2.6)$$

### 2.3.2. Kerja Siklus Pendinginan Absorpsi

- Proses 1-2/1-3: Larutan encer campuran zat penyerap dengan refrigeran (konsentrasi zat penyerap rendah) masuk ke generator pada tekanan tinggi. Di dalam generator, panas dari sumber bersuhu tinggi yaitu *waste heat* HRSG ditambahkan untuk menguapkan dan memisahkan refrigeran dari zat penyerap

sehingga terdapat uap refrigeran dan larutan pekat zat penyerap. Larutan pekat campuran zat penyerap mengalir ke *absorber* (1-2) dan uap refrigeran mengalir ke kondensor (1-3).

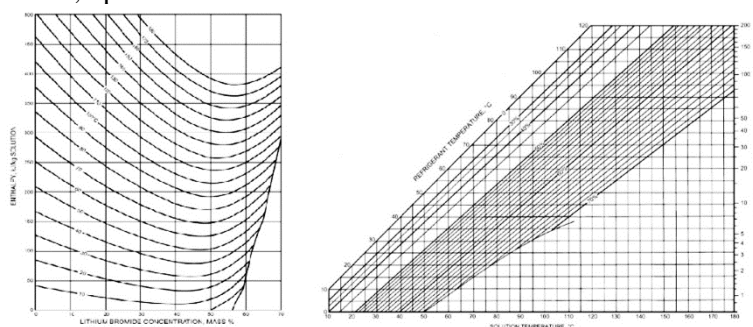
- Proses 2-7: Larutan pekat campuran zat penyerap dan refrigeran (konsentrasi zat penyerap tinggi) kembali ke *absorber* melalui katup ekspansi. Penggunaan katup ekspansi bertujuan untuk mempertahankan perbedaan tekanan antara generator dan *absorber*.
- Proses 3-4: Uap refrigeran yang masuk ke kondensor memiliki tekanan dan suhu yang tinggi. Uap tersebut kemudian diembunkan dan panas dilepaskan ke lingkungan sehingga terjadi perubahan fase refrigeran dari uap ke cair. Hasil akhirnya adalah refrigeran cair bertekanan tinggi dan bersuhu rendah yang kemudian dialirkan ke evaporator melalui katup *pressure reducing*.
- Proses 4-5: Saat refrigeran cair melalui katup *pressure reducing*, tekanan tinggi yang dimilikinya diturunkan sehingga dihasilkan refrigeran cair bertekanan dan bersuhu rendah yang selanjutnya dialirkan ke evaporator.
- Proses 5-6: Saat berada di evaporator, refrigeran cair mengambil panas dari lingkungan yang akan didinginkan—yang dalam hal ini adalah *inlet air* turbin—dan menguap sehingga terjadi uap refrigeran bertekanan rendah.
- Proses 6-8/7-8: Uap refrigeran kemudian dialirkan ke *absorber*. Di dalam *absorber*, uap refrigeran diserap oleh larutan pekat zat penyerap tadi sehingga terbentuk larutan encer zat penyerap.
- Proses 8-1: Pompa akan mengalirkan cairan bertekanan rendah dari *absorber* ke generator serta menaikkan tekanannya sehingga proses dapat dilakukan berulang secara terus-menerus.

Perlu diperhatikan apabila proses penyerapan refrigeran oleh larutan pekat zat penyerap di dalam *absorber* terjadi secara adiabatik, maka suhu campuran larutan akan mengalami peningkatan suhu yang pada akhirnya akan menyebabkan penyerapan uap menjadi terhenti. Oleh karena itu, *absorber* harus didinginkan dengan air yang mengambil panas tersebut dan melepasnya ke lingkungan agar proses dapat terus berlangsung.

### 2.3.3. Kombinasi Refrigeran dan Absorben

Saat ini ada dua jenis kombinasi refrigeran dan *absorber* yang paling umum digunakan yaitu kombinasi air dengan litium bromida ( $\text{H}_2\text{O}$  dengan  $\text{LiBr}$ ) dan amonia dengan air ( $\text{NH}_3$  dengan  $\text{H}_2\text{O}$ ). Pada kombinasi air dan litium bromida, air merupakan refrigeran, sedangkan litium bromida merupakan zat penyerap. Sementara itu, pada kombinasi kedua, amonia merupakan refrigeran, sedangkan air merupakan zat penyerap.

Pada penelitian ini, penulis memilih menggunakan kombinasi air dengan litium bromida dengan pertimbangan bahwa penelitian ini hanya mendesain pendinginan untuk mencapai kondisi suhu udara masuk sebesar  $15^{\circ}\text{C}$  dan kombinasi ini banyak digunakan untuk pengondisian udara dengan suhu evaporasi di atas  $0^{\circ}\text{C}$ . Litium bromida juga tidak mudah terbakar. Namun, perlu diperhatikan bahwa terdapat batas di mana terjadi kristalisasi larutan  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  di mana larutan mengalami pemadatan sehingga dapat membentuk lumpur padat dan menyumbat pipa sehingga operasional akan terganggu. Dengan demikian, operasional tidak boleh melebihi batas tersebut.



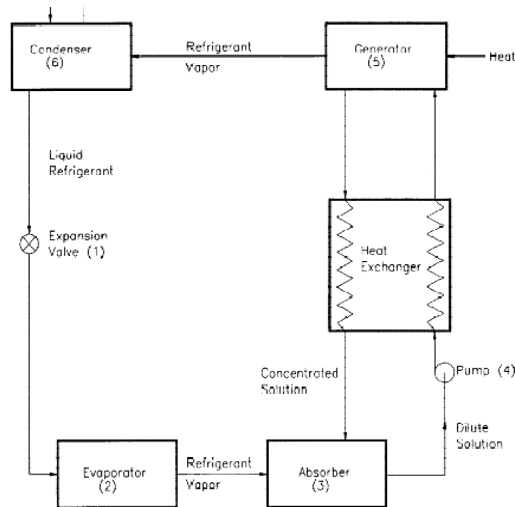
Gambar 2.5. Grafik entalpi-suhu-konsentrasi (kiri) dan grafik tekanan-suhu-konsentrasi (kanan) dari larutan air-litium bromida (Meshram, 2013)

#### 2.3.4. Modifikasi pada Siklus Absorpsi Uap Ideal

Larutan pekat absorben yang kembali dari generator menuju *absorber* memiliki suhu yang tinggi setelah dipanaskan di dalam generator. Suhu di dalam *absorber* harus dijaga agar tidak terlalu panas agar siklus dapat terus berlangsung. Sementara itu, larutan absorben dan refrigeran yang dipompa dari *absorber* memiliki suhu yang lebih rendah. Generator akan memerlukan lebih sedikit panas masukan apabila larutan yang masuk ke generator telah dipanaskan terlebih dahulu.

Oleh karena itu, heat exchanger dapat ditempatkan di antara *absorber* dan generator untuk menukar panas antara aliran yang dipompa dari *absorber* menuju generator dengan aliran dari generator yang kembali ke *absorber*. Modifikasi ini dapat menaikkan COP karena kalor yang dibutuhkan oleh generator berkurang. Selain itu, modifikasi ini juga mengurangi jumlah kalor yang harus dibuang dari *absorber*.

Campuran kaya jenuh titik 4 (keluar dari *absorber*) dengan konsentrasi refrigeran  $x_4$  pada fase cair dipanaskan dari temperatur *absorber*  $T_{\text{abs}}$  ke temperatur gelembung  $t_1$  pada tekanan generator, sebaliknya larutan miskin jenuh titik y (absorben dari generator ke *absorber*) dari generator dengan temperatur generator  $T_{\text{gen}}$  dan konsentrasi refrigeran  $x_1$  pada fase cair didinginkan ke temperatur *absorber*  $T_3$ .



Gambar 2.6. Modifikasi pada siklus absorpsi uap ideal (Enggcyclopedia, 2012)

## 2.4. Penelitian yang Telah Dilakukan Sebelumnya

### 2.4.1. Perencanaan Mesin Pendingin Sistem Absorpsi (*Lithium Bromide*) dengan Memanfaatkan *Waste Energy* di PT PJB Paiton Probolinggo (2011)

Penelitian ini dilakukan oleh mahasiswa program sarjana Jurusan Teknik Mesin ITS, Muhamad Angga A. Pada penelitian ini, penulis hanya merencanakan mesin pendingin sistem absorpsi dengan kombinasi air dan litium bromida tanpa mendeskripsikan penggunaan mesin pendingin ini lebih lanjut.

Penelitian ini memanfaatkan *waste energy* (energi buang) dari cerobong (*stack boiler*) untuk memanaskan generator pada mesin pendingin. Hasilnya, didapatkan COP absorpsi sebesar 0.72 dengan suhu generator  $130^{\circ}\text{C}$  ( $\dot{Q}_{gen} = 20 \text{ kW}$ ), suhu kondensor  $60^{\circ}\text{C}$  ( $\dot{Q}_{con} = 15.86 \text{ kW}$ ), suhu absorber  $40^{\circ}\text{C}$  ( $\dot{Q}_{abs} = 18.57 \text{ kW}$ ), dan suhu evaporator  $10^{\circ}\text{C}$  ( $\dot{Q}_{evap} = 14.43 \text{ kW}$ ). Generator yang dipilih adalah generator absorpsi dengan diameter shell  $36'' \times 23'10''$  overall length dan diameter outlet tube  $1'' \times 20''$ .

### 2.4.2. *Gas Turbine Performance Enhancement via Utilizing Different Integrated Turbine Inlet Cooling Techniques* (2016)

Penelitian ini dilakukan oleh Alaa A. El-Shazly, Mohamed Elhelw, Medhat M. Sorour, dan Wael M. El-Maghlany dari Jurusan Teknik Mesin Universitas Alexandria, Mesir. Penelitian ini dilakukan terhadap pembangkit listrik dengan turbin gas di Mesir. Penelitian ini dilakukan lebih kepada membandingkan performa turbin gas dengan menerapkan dua teknik pendinginan *air intake* turbin yaitu teknik evaporatif dan absorpsi.

Pada penelitian ini, bagian pendingin evaporatif memiliki sistem sendiri yang dengan kata lain menggunakan daya tambahan untuk menggerakkannya. Sementara itu, pendingin absorpsi pada penelitian ini memanfaatkan *regenerative heat* dari turbin gas. Hasilnya, dari penerapan evaporatif didapatkan penambahan daya sebesar 5.56%, penambahan efisiensi sebesar 1.55%, dan penghematan biaya rata-rata sebesar 3%. Sementara itu, dari penerapan absorpsi didapatkan penambahan daya hingga 25.47%, penambahan efisiensi 33.66%, dan penghematan biaya hingga 13%.

#### 2.4.3. *Gas Turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air* (2000)

Penelitian ini dilakukan oleh Cyrus B. Meher-Homji dari Texas dan Thomas R. Mee III dari California. Menurut mereka, tiap kenaikan 1°F udara sekitar, maka *power* keluaran gas turbin akan menurun antara 0.3% sampai dengan 0.5%. Sehingga diperlukan pendinginan *air intake* turbin untuk menghindari kerugian ini.

Teknik pendinginan *air intake* yang diterapkan dalam mereka adalah teknik *fogging*. Penelitian mereka berfokus pada pengabutan air secara langsung pada *air intake*. Kabut dihasilkan dari—air yang telah didemineralisasikan—bertekanan tinggi antara 1000 psi sampai dengan 3000 psi. air tersebut disemprotkan melalui *array* nosel pengabutan yang telah didesain secara khusus. Selanjutnya, dihasilkan air teratomisasi dengan ukuran 10 mikron.

Penelitian ini dilakukan tidak hanya terhadap satu turbin gas, tetapi banyak. Kesimpulan menunjukkan peningkatan daya keluaran sebesar 3.5% setiap pendinginan *air intake* 10°F.

#### 2.4.4. *Gas Turbine Inlet Air Fogging for Humid Environment* (2015)

Penelitian ini dilakukan oleh Thomas R. Mee III dari California. Penelitian ini bertujuan untuk membuktikan bahwa pendinginan *air intake* turbin gas dengan teknik pengabutan tetap efisien untuk lingkungan yang lembap. Selama ini, teknik pengabutan dianggap kurang efisien karena udara yang lembap sendiri sudah mengandung banyak air.

Penelitian ini secara khusus dilakukan terhadap turbin gas yang ada di Malaysia yang notabene merupakan negara dengan iklim tropis dan kelembapan udaranya tinggi. Hasilnya, didapatkan total tambahan daya yang dihasilkan oleh turbin gas GE-9EA di Kuala Lumpur sebesar 12570 MWh.

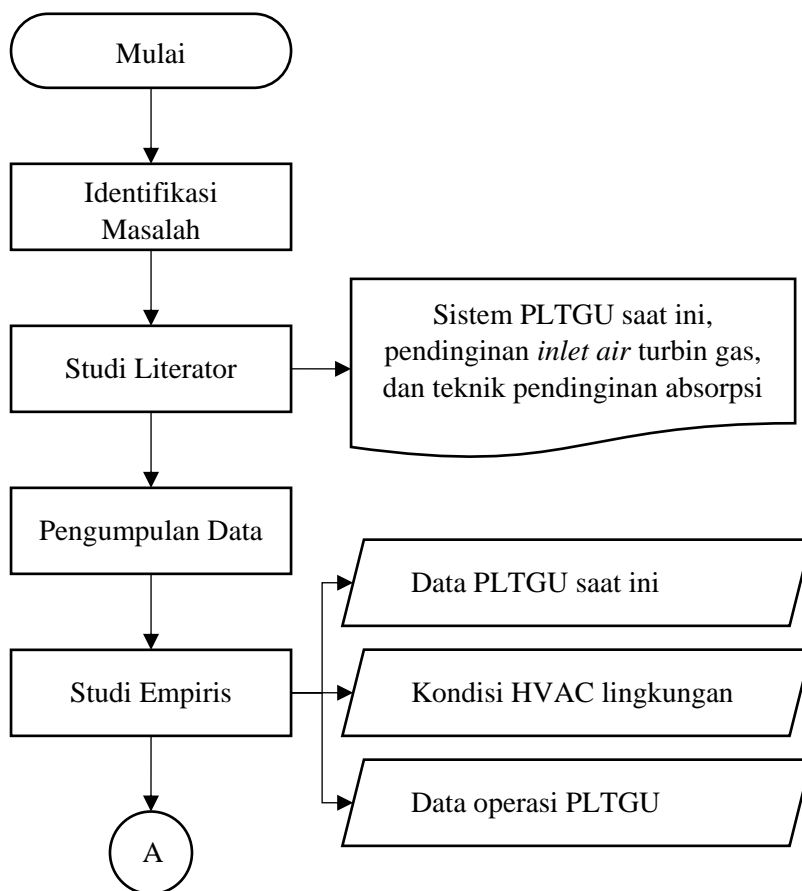
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

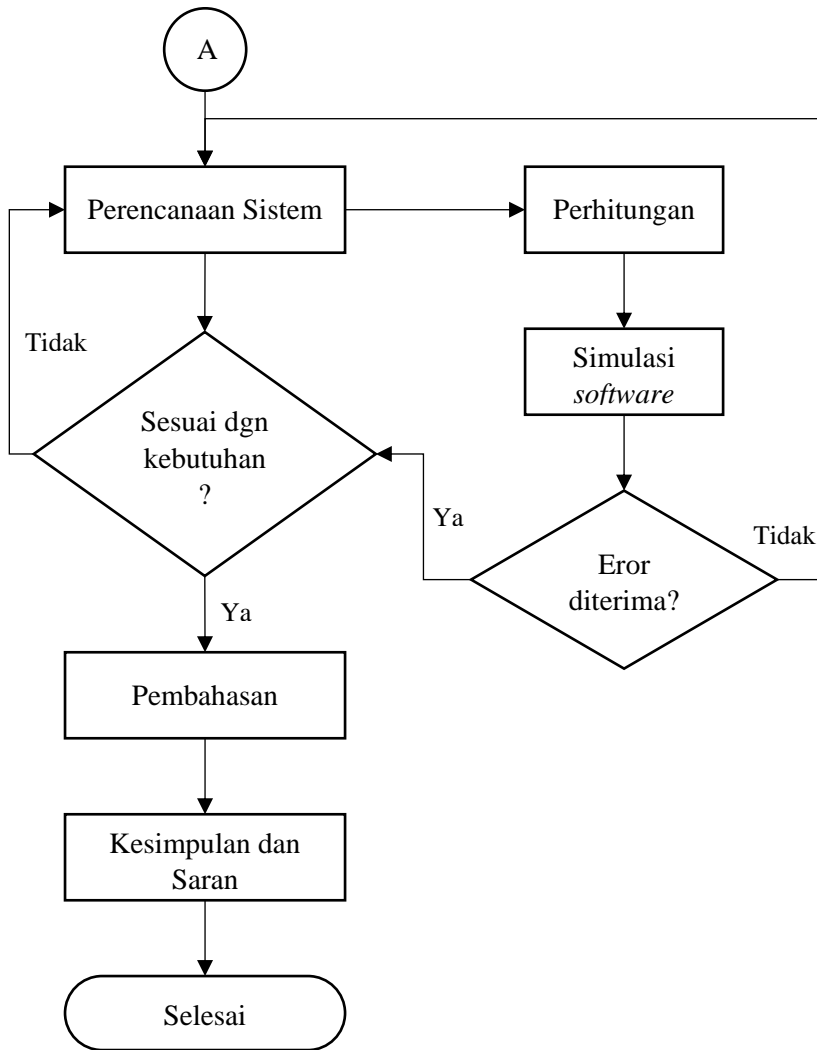


### Bab III

#### Metodologi

Metode yang digunakan pada pengerjaan tugas akhir ini adalah metode perhitungan. Hasil perhitungan dijadikan pertimbangan dalam menentukan parameter desain. Selanjutnya dilakukan perhitungan berikutnya untuk menentukan parameter-parameter sistem pendingin secara manual. Setelah itu, dilakukan simulasi dengan menggunakan *software solver* yang sekaligus sebagai langkah validasi desain sistem pendingin. Langkah-langkah pelaksanaan dapat dilihat pada *flow chart* berikut ini.





Gambar 3.1. Flow chart penelitian

### 3.1. Identifikasi Masalah

Tahap pertama dalam penelitian adalah mengidentifikasi masalah. Masalah atau topik yang akan dibahas diformulasikan atau dirumuskan pada tahap ini. Pada penelitian ini, masalah yang akan dibahas adalah perancangan sistem pendingin *inlet air* dengan tipe pendinginan absorpsi dengan memanfaatkan panas dari *waste heat* HRSG. Variabel bebas pada penelitian ini adalah laju perpindahan panas dari *waste heat* HRSG. Variabel terikat pada penelitian ini adalah efek refrigerasi yang dihasilkan. Variabel kontrol pada penelitian ini adalah laju perpindahan panas pada kondensor dan *absorber*.

### 3.2. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan setelah masalah telah ditentukan. Studi literatur dilakukan dengan cara mengumpulkan dan mempelajari materi yang berhubungan dengan penelitian ini. Materi yang dimaksud dapat berupa buku, *paper* atau jurnal, tugas akhir, dan informasi dari berbagai artikel termasuk yang bersumber dari internet. Lebih spesifik, materi yang perlu diperdalam adalah sistem PLTGU yang ada saat ini, pendingin *inlet air* pada turbin gas, dan teknik pendinginan absorpsi.

### 3.3. Pengumpulan Data

Penelitian ini dilakukan berdasarkan kondisi yang terjadi di PJB UP Gresik. Dengan demikian diperlukan data-data terkait kondisi aktual di pembangkit tersebut. Data yang diperlukan adalah tekanan dan suhu pada masing-masing *inlet* dan *outlet* kompresor, ruang bakar, dan turbin gas; daya dan efisiensi generator listrik; dan konsumsi bahan bakar untuk mengetahui laju panas buang dari turbin gas yang masuk ke HRSG dan debit udara yang melalui sistem untuk dapat mengetahui kebutuhan pendinginan. Selain itu, dibutuhkan juga data lain berupa suhu, tekanan, dan laju aliran pada sisi *feed water*, *steam*, dan *preheater* pada HRSG untuk dapat mengetahui energi yang tersedia yang dapat dimanfaatkan.

### 3.4. Studi Empiris

Tahap ini merupakan analisis dan perencanaan awal berdasarkan penelitian yang telah dilakukan. Pada tahap ini dilakukan perkiraan panas dari HRSG setelah *preheater* yang dapat dimanfaatkan agar tidak mengganggu *existing system* pada HRSG. Selain itu juga dilakukan perhitungan kebutuhan pendinginan pada sisi *inlet* kompresor berdasarkan debit udaranya.

### 3.5. Perancangan Sistem

Sistem dirancang sesuai dengan kebutuhan. Sistem pendingin tidak perlu terlalu jauh mendinginkan *inlet air* pada turbin gas, hanya sampai pada kondisi referensi berdasarkan ISO 3977-2:1997.

Perancangan dilakukan melalui perhitungan dan *software*. perhitungan pertama kali dilakukan untuk memprakirakan potensi panas dari gas buang turbin gas dan HRSG yang dapat dimanfaatkan sebagai panas masukan sistem pendingin absorpsi. Selanjutnya adalah prakiraan kebutuhan pendingin berdasarkan data *heat balance* PLTGU dengan suhu udara lingkungan 32°C. Setelah itu, sistem pendingin absorpsi dirancang dengan menentukan parameter tiap komponen. Kemudian dilakukan perhitungan untuk memprakirakan parameter tiap titik pada sistem. Parameter tiap komponen sistem kemudian digunakan untuk melakukan simulasi. Hasil dari kedua cara tersebut akan dibandingkan untuk mengetahui *error* dari perhitungan.

### 3.6. Hasil dan Pembahasan

Hasil dari seluruh pekerjaan sebelumnya akan dibahas. Pembahasan—berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan—mencakup kebutuhan panas masukan pada generator, kerja *heat exchanger* antara aliran ke dan dari generator, jumlah panas yang perlu dibuang pada *absorber* dan kondensor, dan terutama efek refrigerasi yang dapat dihasilkan oleh

evaporator untuk mengontrol suhu *inlet air* pada turbin gas agar sesuai dengan ISO 3977-2:1997.

### **3.7. Kesimpulan dan Saran**

Tahap terakhir adalah menyimpulkan semua proses yang telah dilaksanakan sebagai jawaban atas masalah yang telah ditentukan. Pada tahap ini juga diberikan saran-saran yang sebaiknya dilakukan pada sistem yang ada maupun untuk penelitian berikutnya.

## Bab IV

### Analisis dan Pembahasan

#### 4.1. Perancangan Sistem Pendingin Absorpsi dan *Waste Heat Recovery*

Sistem pendingin absorpsi untuk *inlet air* turbin gas bekerja (secara normal) dengan memanfaatkan *waste heat* dari gas buang HRSG. Gas buang HRSG yang dimaksud adalah gas yang awalnya dibuang ke lingkungan sekitar melalui *stack* HRSG setelah melalui semua *heat exchanger* yang ada di dalam HRSG (setelah *preheater*).

Sistem didesain berdasarkan kondisi udara lingkungan 32°C, RH 80%, dan tekanan 1.021 kg/cm<sup>2</sup>. Data tersebut berdasarkan *heat balance* sistem PLTGU yang didapatkan dari PJB UP Gresik. Pada kondisi tersebut, PLTGU bekerja pada kondisi beban 100%.

Panas dari gas buang HRSG dipindahkan ke generator sistem pendingin melalui media uap air dengan kondisi jenuh. Panas yang terkandung di dalam uap air akan memanaskan larutan di dalam generator dan mengevaporasikan refrigeran. Pada proses ini, terjadi perpindahan panas laten dari uap air ke generator sehingga mengubah fase uap air kembali menjadi air. Air dalam kondisi jenuh tersebut dipompa kembali ke HRSG untuk dievaporasikan kembali. Oleh karena itu, *heat exchanger* yang digunakan di dalam HRSG adalah evaporator. Selain itu, juga dibutuhkan *steam drum* untuk mengompensasi adanya kandungan air setelah pemanasan di dalam evaporator.

Larutan yang dipanaskan di dalam generator adalah larutan air-litium bromida di mana air bertindak sebagai refrigeran dan litium bromida sebagai absorben. Larutan ini dipilih karena, berdasarkan penelitian-penelitian yang telah dilakukan sebelumnya (lih. poin 2.3 dan 2.4), cocok untuk sistem dengan kemampuan pendinginan di atas 0°C (sistem pendingin yang didesain memiliki kemampuan pendinginan hingga 15°C).

Larutan tersebut dipanaskan di dalam generator hingga terbentuk uap refrigeran (air). Uap refrigeran akan mengalir menuju kondensor untuk dikondensasikan. Sementara itu, larutan yang awalnya encer akan berubah menjadi pekat dengan berkurangnya kandungan air di dalamnya. Larutan pekat tersebut akan mengalir menuju *absorber* melalui *heat exchanger*.

Setelah uap refrigeran dikondensasikan, selanjutnya refrigeran dalam kondisi cair jenuh dialirkan menuju evaporator melalui katup ekspansi. Pada saat melalui katup ekspansi, suhu refrigeran akan turun dengan kondisi yang jenuh pula. Refrigeran selanjutnya akan menyerap panas dari lingkungan di dalam evaporator.

Panas dari *inlet air* turbin gas dipindahkan dengan media uap air *superheated* pada tekanan rendah menuju evaporator sistem pendingin. Panas sensibel dan laten dari uap tersebut diserap oleh refrigeran di dalam evaporator sistem pendingin. Proses tersebut akan mengubah fase fluida menjadi cair jenuh. Air pendingin (*chilling water*) dalam kondisi cair jenuh tersebut dipompa menuju *heat exchanger* di dalam sistem *air intake system* turbin gas. Oleh karena itu, *heat exchanger* yang digunakan di dalam *air intake system* turbin gas adalah evaporator.

Proses penyerapan panas dari uap air *superheated* tekanan rendah oleh refrigeran tersebut akan mengubah fase refrigeran menjadi uap jenuh. Selanjutnya uap jenuh tersebut mengalir ke *absorber* dan diserap oleh litium bromida yang terkandung di dalam larutan di dalam *absorber*.

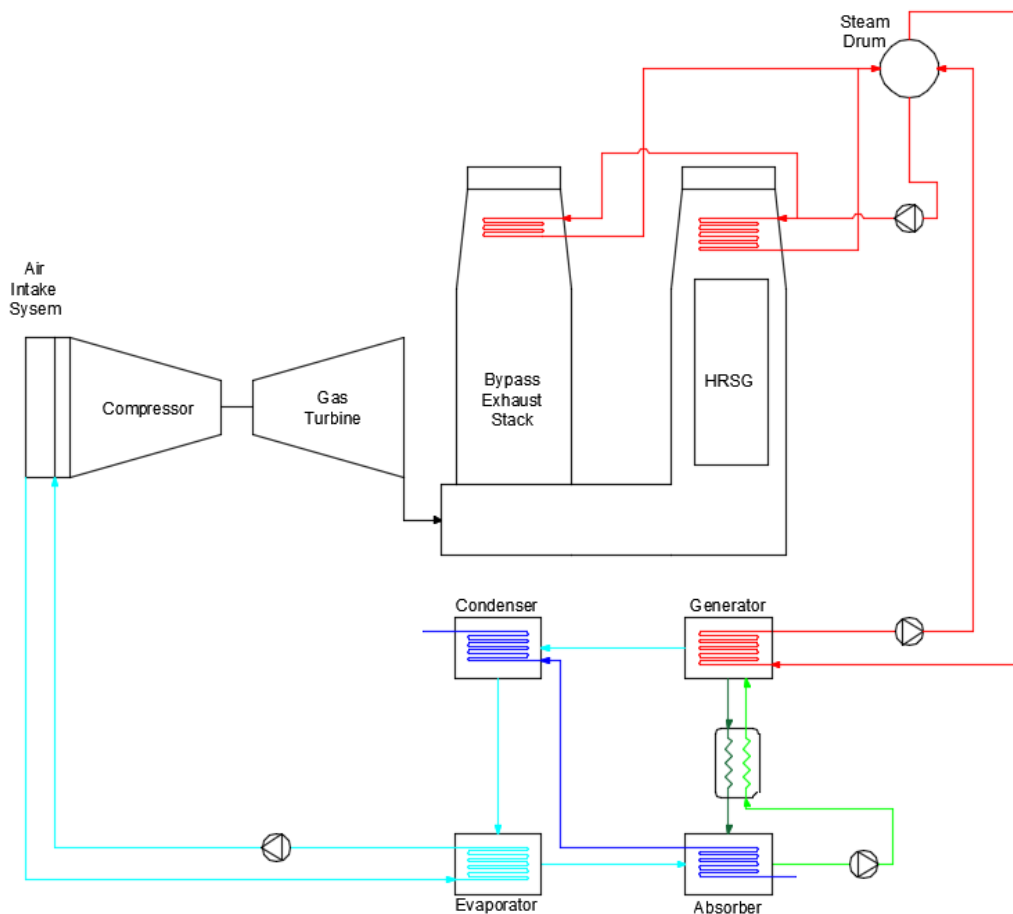
Larutan encer yang ada di dalam *absorber* akan dipompa kembali menuju generator melalui *heat exchanger* agar sistem dapat melakukan siklus pendinginan. Di

dalam *heat exchanger*, terjadi pertukaran panas antara larutan pekat dengan suhu tinggi yang kembali dari generator dan larutan encer yang dipompa dari *absorber* dengan tujuan agar suhu masing-masing larutan dapat mendekati suhu di dalam komponen masing-masing agar COP sistem yang lebih tinggi dapat dicapai.

Suhu di dalam *absorber* harus dijaga sesuai dengan desain agar tidak terjadi kristalisasi garam litium bromida dan siklus menjadi terhenti. Oleh karena itu, dibutuhkan air pendingin untuk *absorber* yang juga dialirkan menuju kondensor untuk dapat melakukan proses kondensasi.

Pada kondisi tertentu, seperti saat proses *maintenance* HRSG, sumber panas untuk sistem pendingin absorpsi adalah dari *bypass stack* gas buang turbin gas. Sistem evaporator untuk kondisi ini terhubung ke sistem evaporator yang sebelumnya telah dijelaskan melalui *three-way valve*.

Untuk *heat balance* setelah perhitungan, validasi, dan analisis dilakukan dapat dilihat pada Lampiran F.



Gambar 4.1. Rancangan sistem pendingin absorpsi dan *waste heat recovery*

## 4.2. Potensi Panas dari Gas Buang HRSG

Perhitungan potensi panas dari gas buang HRSG yang dimanfaatkan dilakukan dengan memperkirakan panas buang dari turbin gas yang masuk ke HRSG dikurangi dengan panas yang diserap oleh komponen HRSG dan panas yang hilang karena radiasi di turbin gas 0.5% dan di HRSG 0.3%.

### 4.1.1. Gas Buang Turbin Gas

#### a. Laju Aliran Massa Bahan Bakar

Tabel 4.1. Data kondisi *inlet* bahan bakar pada turbin gas

Turbin Gas	Supply Pressure (kPa)	Supply Temperature (°C)
1.1	2196.69	26.9
1.2	2196.69	26.9
1.3	2196.69	26.9

Sumber: Rendal OP PLTGU PT PJB UP Gresik

$$\dot{m}_{bb} = \alpha E_p A \sqrt{2g \gamma D_p} \quad \dots(4.1)$$

Dengan:

$\alpha$	: <i>flow coefficient</i>	= 0.6760056
$E_p$	: faktor ekspansi	= 0.99104
A	: luas orifice	= 0.0083323 m <sup>2</sup>
g	: percepatan gravitasi	= 9.81 m/s <sup>2</sup>
$\gamma$	: <i>specific gravity of gas</i>	

$$\gamma = \gamma_f \frac{P_f}{1.0332} \frac{273}{(T_f + 273)} \beta \quad \dots(4.2)$$

$\gamma_f$	: <i>normal specific gravity of gas</i>	= 0.8408 kg/Nm <sup>3</sup>
$P_f$	: <i>supply pressure</i>	
$T_f$	: <i>supply temperature</i>	
$D_p$	: <i>differential press. of orifice</i>	= 5539.3 mmH <sub>2</sub> O
$\beta$	: <i>correction factor of compressibility factor</i>	= 1.097265

maka:

$$\gamma = 0.8408 \frac{22.4}{1.0332} \frac{273}{(26.9 + 273)} 1.097265$$

$$\gamma = 18,19899 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{bb} = 0.6760056(0.99104)(0.0083323)$$

$$\sqrt{2(9.81)(16,58578)(5539.3)}$$

$$\dot{m}_{bb} = 7,850677 \text{ kg/s}$$

## b. Laju Aliran Massa Udara

Laju aliran massa udara yang masuk ke kompresor dapat dihitung setelah mengetahui *air-fuel ratio* berdasarkan perhitungan menggunakan data dan properti pada kompresor dan turbin.

Tabel 4.2. Data dan properti kompresor dan turbin gas

Keterangan	Suhu (°C)	Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)
Turbin Gas 1.1			
Inlet kompresor	32	100.1259	305.65593
Outlet kompresor	411	1284.671	709.13855
Inlet turbin	1154	1235.638	1550
Outlet turbin	533	104.24469	822.13107

Sumber: Randal OP PLTGU PT PJB UP Gresik

$$\dot{W}_{tg \text{ net}} = \dot{W}_{tg} - \dot{W}_c - \dot{W}_{loss}$$

$$\frac{\dot{W}_g}{\eta_g} = \dot{m}_{gas}(h_3 - h_4) - \dot{m}_u(h_2 - h_1) - \dot{W}_{loss}$$

Dengan  $\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_u}{\dot{m}_{bb}}$ , maka:

$$\frac{\dot{W}_g}{\eta_g} = \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4) + \dot{m}_u(h_3 - h_4) - \dot{m}_u(h_2 - h_1) - \dot{W}_{loss}$$

$$\frac{\dot{W}_g}{\eta_g} = \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4) + \frac{A}{F} \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4) - \frac{A}{F} \dot{m}_{bb}(h_2 - h_1) - \dot{W}_{loss}$$

$$\frac{A}{F} = \frac{\frac{\dot{W}_g}{\eta_g} + \dot{W}_{loss} - \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4)}{\dot{m}_{bb}((h_3 - h_4) - (h_2 - h_1))} \quad \dots(4.3)$$

dengan:

Tabel 4.3. Data operasi turbin gas

Turbin Gas	Daya generator	Efisiensi generator	Rugi mekanik
1.1	112450 kW	0.987	1100 kW
1.2	112450 kW	0.987	1100 kW
1.3	112450 kW	0.987	1100 kW

Sumber: Randal OP PLTGU PT PJB UP Gresik

maka:

$$\frac{A}{F} = \frac{\frac{112450}{0.987} + 1100 - 7.850677(1550 - 822.13107)}{7.850677((1550 - 822.13107) - (709.13855 - 305.65593))}$$

$$\frac{A}{F} = 42.92571$$



dan

$$\dot{m}_u = \frac{A}{F} \dot{m}_{bb} = 42.92571(7.850677)$$

$$\dot{m}_u = 336.9959 \text{ kg/s}$$

c. Laju Aliran Massa Gas

Laju aliran massa gas merupakan total dari laju aliran massa bahan bakar dan udara.

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_{bb} + \dot{m}_u \quad \dots(4.4)$$

$$\dot{m}_{gas} = 7.850677 + 336.9959 = 344.8465 \text{ kg/s}$$

d. Kebutuhan Daya Kompresor

Kebutuhan daya kompresor adalah total daya yang dibutuhkan oleh kompresor untuk mengompresi udara sebelum masuk ke ruang bakar.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_u(h_2 - h_1) \quad \dots(4.5)$$

$$\dot{W}_c = 336.9959(709.13855 - 305.65593) = 135972 \text{ kW}$$

e. Daya yang Dihasilkan Turbin Gas

Daya kotor yang dihasilkan oleh turbin gas sebelum dikurangi daya yang dibutuhkan oleh kompresor dan akibat rugi mekanik dihitung sebagai berikut.

$$\dot{W}_{tg} = \dot{m}_{gas}(h_3 - h_4) \quad \dots(4.6)$$

$$\dot{W}_{tg} = 344.8465(1550 - 822.13107) = 251003.1 \text{ kW}$$

f. Daya Neto Turbin Gas

Daya neto turbin gas adalah daya bersih yang disalurkan ke generator melalui poros untuk menghasilkan listrik setelah dikurangi dengan daya yang dibutuhkan kompresor untuk memasok udara dan daya yang hilang karena rugi mekanik.

$$\dot{W}_{tg \text{ net}} = \dot{W}_{tg} - \dot{W}_c - \dot{W}_{loss} \quad \dots(4.7)$$

$$\dot{W}_{tg \text{ net}} = 251003.1 - 135972 - 1100 = 113931.1 \text{ kW}$$

g. Laju Aliran Energi Hasil Pembakaran

Energi panas yang masuk ke ruang bakar adalah energi yang dihasilkan melalui pembakaran bahan bakar. Laju energi panas yang masuk ke ruang bakar adalah laju aliran massa bahan bakar dikalikan dengan *low heating value* bahan bakar tersebut. Dalam hal ini LHV bahan bakar gas alam yang digunakan pada PLTGU adalah sebesar 48712.3 kJ/kg (PJB UP Gresik, 2017).

$$\dot{Q}_{in \text{ tg}} = \dot{m}_{bb} LHV_{bb} \quad \dots(4.8)$$

$$\dot{Q}_{in \text{ tg}} = 7.850677(48712.3) = 382424.7 \text{ kW}$$

h. Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah perbandingan antara daya neto turbin gas dengan energi panas yang masuk ke ruang bakar.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{tg \text{ net}}}{\dot{Q}_{in \text{ tg}}} \quad \dots(4.9)$$

$$\eta_{th} = \frac{113931.1}{382424.7} = 0.29792$$

Tabel 4.4. Hasil perhitungan turbin gas

Turbin Gas	$\dot{m}_{bb}$ (kg/s)	A/F	$\dot{m}_u$ (kg/s)	$\dot{m}_{gas}$ (kg/s)
1.1	7.851	42.926	336.996	344.847
1.2	7.851	42.926	336.996	344.847
1.3	7.851	42.926	336.996	344.847

Tabel 4.4. Hasil perhitungan turbin gas (lanjutan)

Turbin Gas	$\dot{W}_c$ (kW)	$\dot{W}_{tg}$ (kW)	$\dot{W}_{tg \text{ net}}$ (kW)	$Q_{in \text{ tg}}$ (kW)	$\eta_{th}$
1.1	135972	251003.1	113931.1	382424.7	0.298
1.2	135972	251003.1	113931.1	382424.7	0.298
1.3	135972	251003.1	113931.1	382424.7	0.298

#### 4.1.2. Gas Buang HRSG

Perhitungan HRSG dilakukan untuk mengetahui seberapa besar panas buang dari turbin gas yang diserap oleh komponen-komponen di HRSG. Data yang dihimpun dari PJB UP Gresik telah dikelompokkan menjadi tiga bagian yaitu *water side*, *steam side*, dan *preheater*. Dengan demikian, perhitungan tidak perlu dilakukan pada tiap komponen HRSG.

Tabel 4.5. Data operasi HRSG

Keterangan	HRSG 1.1			
	Suhu (°C)	Tekanan (kPa)	Laju Aliran Massa (kg/s)	Entalpi (kJ/kg)
HP <i>feedwater</i>	138.2	10932.968	51.1388	587.7265
LP <i>feedwater</i>	138.2	15908.03	14.6528	581.7852
HP <i>steam</i>	498	7948.9463	51.1388	3394.7721
LP <i>steam</i>	161.21	658.613	14.6528	2756.1682
<i>Preheater in</i>	50	941.4379	63.1388	209.6184
<i>Preheater out</i>	134.2	1235.6381	63.1388	774.04

Sumber: Rendal OP PLTGU PT PJB UP Gresik

##### a. Laju Perpindahan Panas Total pada *Preheater*

$$\dot{Q}_{ph} = \dot{m}_{ph}(h_{out} - h_{in}) \quad \dots(4.10)$$

$$\dot{Q}_{ph} = 63.1388(774.04 - 209.6184)$$

$$\dot{Q}_{ph} = 35636.95269 \text{ kW}$$

##### b. Laju Perpindahan Panas Total pada *Feedwater*

$$\dot{Q}_{fw} = \dot{Q}_{fw \text{ HP}} + \dot{Q}_{fw \text{ LP}} \quad \dots(4.11)$$

$$\dot{Q}_{fw} = (\dot{m}_{fw \text{ HP}} h_{fw \text{ HP}}) + (\dot{m}_{fw \text{ LP}} h_{fw \text{ LP}})$$

$$\dot{Q}_{fw} = 51.1388(587.7265) + 14.6528(581.7852)$$

$$\dot{Q}_{fw} = 38580.44841 \text{ kW}$$

c. Laju Perpindahan Panas Total pada Uap

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{s\ HP} + \dot{Q}_{s\ LP} \quad \dots(4.12)$$

$$\dot{Q}_s = (\dot{m}_{s\ HP} h_{s\ HP}) + (\dot{m}_{s\ LP} h_{s\ LP})$$

$$\dot{Q}_s = 51.1388(3394.7721) + 14.6528(2756.1682)$$

$$\dot{Q}_s = 213990.3918 \text{ kW}$$

d. Laju Perpindahan Panas yang Masuk ke HRSG

Energi panas yang masuk ke HRSG adalah energi panas buang dari turbin gas dikurangi dengan energi panas yang hilang karena radiasi sebesar 0.5%.

$$\dot{Q}_{in\ HRSG} = \dot{Q}_{in\ tg} (1 - \eta_{th} - 0,005) \quad \dots(4.13)$$

$$\dot{Q}_{in\ HRSG} = 382424.7(1 - 0.29792 - 0.005)$$

$$\dot{Q}_{in\ HRSG} = 266581.4425 \text{ kW}$$

e. Efisiensi HRSG

Efisiensi HRSG merupakan perbandingan total panas yang diserap oleh komponen HRSG dibandingkan dengan energi panas yang masuk ke HRSG.

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_s - \dot{Q}_{fw} + \dot{Q}_{ph}}{\dot{Q}_{in\ HRSG}} \quad \dots(4.14)$$

$$\eta_{HRSG} = \frac{213990.3918 - 38580.44841 + 35636.95269}{266581.4425}$$

$$\eta_{HRSG} = 0.791679$$

f. Potensi Panas dari Gas Buang HRSG

Potensi panas dari gas buang HRSG adalah sisa panas yang tidak diserap oleh komponen HRSG dan dikurangi panas yang hilang karena radiasi sebesar 0.3%.

$$\dot{Q}_{out\ HRSG} = \dot{Q}_{in\ HRSG} (1 - \eta_{HRSG} - 0.003) \quad \dots(4.15)$$

$$\dot{Q}_{out\ HRSG} = 266581.4425(1 - 0.791679 - 0.003)$$

$$\dot{Q}_{out\ HRSG} = 54734.8022 \text{ kW}$$

Tabel 4.6. Hasil perhitungan HRSG

HRSG	$\dot{Q}_{fw}$ (kW)	$\dot{Q}_s$ (kW)	$\dot{Q}_{ph}$ (kW)
1.1	38580.45	213990.392	35636.953
1.2	38580.45	213990.392	35636.953
1.3	38580.45	213990.392	35636.953

Tabel 4.6. Hasil perhitungan HRSG (lanjutan)

HRSG	$\dot{Q}_{in\ HRSG}$ (kW)	$\eta_{HRSG}$	$\dot{Q}_{out\ HRSG}$ (kW)
1.1	266581.443	0.7917	54734.802
1.2	266581.443	0.7917	54734.802
1.3	266581.443	0.7917	54734.802

### 4.3. Kebutuhan Pendinginan *Inlet Air* Turbin Gas

Parameter *inlet air* yang sama pada tiap turbin gas menunjukkan karakteristik yang sama pada tiap *inlet* turbin gas. Dengan demikian, kebutuhan pendinginan pada tiap *inlet* turbin gas dapat diasumsikan sama.

#### 4.2.1. Kondisi Udara Lingkungan Aktual

Kondisi aktual *inlet air* pada tahap kompresor pada turbin gas berdasarkan data yang dihimpun dari Rendal OP PLTGU PJB UP Gresik adalah sebagai berikut.

Suhu *inlet air* ( $t_1$ ) : 32°C  
 Kelembapan relatif (RH) : 80%  
 Tekanan (p) : 100.1259 kPa

Dengan melakukan *plotting* ke Psychrometric Chart dari ASHRAE, didapatkan parameter berikut.

Massa jenis ( $\rho_1$ ) : 1.125 kg/m<sup>3</sup>  
 Rasio kelembapan ( $W_1$ ) : 0.02438 kg<sub>w</sub>/kg<sub>da</sub>  
 Volume spesifik ( $v_1$ ) : 0.89797 m<sup>3</sup>/kg<sub>da</sub>  
 Entalpi ( $h_1$ ) : 94.35166 kJ/kg<sub>da</sub>

Berdasarkan parameter di atas, dapat dihitung debit udara sebagai berikut.

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_u}{\rho_1} \quad \dots(4.16)$$

$$\dot{V}_1 = \frac{336.9959}{1.125} = 299.5519 \text{ m}^3/\text{s}$$

#### 4.2.2. Kondisi Udara Lingkungan Sesuai ISO

Kondisi ISO yang dimaksud adalah kondisi yang dijelaskan ISO pada standar ISO 3977-2:1997 di mana kondisi *inlet air* pada suhu 15°C, kelembapan relatif 60%, dan tekanan pada permukaan laut (101.325 kPa).

Suhu *inlet air* ( $t_1$ ) : 15°C  
 Kelembapan relatif (RH) : 60%  
 Tekanan (p) : 101.325 kPa

Dengan melakukan *plotting* ke Psychrometric Chart dari ASHRAE, didapatkan parameter berikut.

Massa jenis ( $\rho_2$ ) : 1.22 kg/m<sup>3</sup>  
 Rasio kelembapan ( $W_2$ ) : 0.006346 kg<sub>w</sub>/kg<sub>da</sub>  
 Volume spesifik ( $v_2$ ) : 0.823786 m<sup>3</sup>/kg<sub>da</sub>  
 Entalpi ( $h_2$ ) : 31.13693 kJ/kg<sub>da</sub>

#### 4.2.3. Laju Aliran Massa Udara pada Kondisi ISO

Kompresor yang digunakan pada turbin gas adalah jenis *multistage axial compressor*. Hal ini berarti volume kompresor adalah tetap dan debit udara bergantung pada putarannya. Putaran kompresor adalah sama dengan putaran turbin dan sama dengan putaran rotor pada generator karena bekerja pada satu poros pada putaran 3000 RPM. Dengan demikian maka debit udara adalah tetap walaupun dilakukan pendinginan di mana massa jenis udara akan bertambah, sehingga:

$$\dot{V} = \dot{V}_1 = \dot{V}_2 \quad \dots(4.17)$$

Dengan demikian, dapat dilakukan perhitungan laju aliran massa udara pada kondisi ISO sebagai berikut.

$$\dot{m}_{u2} = \dot{V} \rho_2 \quad \dots(4.18)$$

$$\dot{m}_{u2} = 299.5519 (1.22) = 365.4533 \text{ kg/s}$$

Laju aliran massa udara di atas adalah laju aliran massa udara dengan kelembapan relatif sebesar 60% yang berarti masih mengandung air. Sementara itu, laju aliran massa udara keringnya dihitung sebagai berikut.

$$\dot{m}_{da} = \frac{\dot{V}}{v_2} \quad \dots(4.19)$$

$$\dot{m}_{da} = \frac{299.5519}{0.82786} = 363.6283 \text{ kg}_{da}/s$$

#### 4.2.4. Kebutuhan Pendinginan

Kebutuhan pendinginan adalah total energi yang harus diserap dari udara kering yang mengalir untuk dapat mengubah entalpinya dari  $h_1$  menjadi  $h_2$  dikurangi dengan energi yang dimiliki oleh air yang mengalir karena pengembunan. Dengan entalpi sebesar 63.0776 kJ/kg<sub>w</sub> untuk air pada suhu 15°C dan tekanan permukaan laut (101.325 kPa), maka kebutuhan pendinginan dapat dihitung sebagai berikut.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{da} - \dot{Q}_w$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{da}(h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{da}(h_1 - h_2) - \dot{m}_{da}(W_1 - W_2)h_w$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{da}((h_1 - h_2) - (W_1 - W_2)h_w) \quad \dots(4.20)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 363.6283((94.35166 - 31.13693) - (0.02438 - 0.006346)63.0776)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 22574.845 \text{ kW}$$

#### 4.2.5. Laju Aliran Massa Air

Menerapkan pendinginan udara hingga di bawah titik pengembunannya akan menyebabkan terjadinya pengembunan udara. Pengembunan juga bertujuan untuk mengurangi kelembapan udara yang dalam hal ini dari kondisi kelembapan relatif 80% menjadi 60%. Oleh karena itu, ada laju aliran massa air yang mengembun yang dihitung sebagai berikut.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{da}(W_1 - W_2) \quad \dots(4.21)$$

$$\dot{m}_w = 363.6283(0.02438 - 0.006346)$$

$$\dot{m}_w = 6.52873 \text{ kg/s}$$

### 4.4. Perencanaan Sistem Pendingin Absorpsi

#### 4.3.1. Perencanaan Sistem

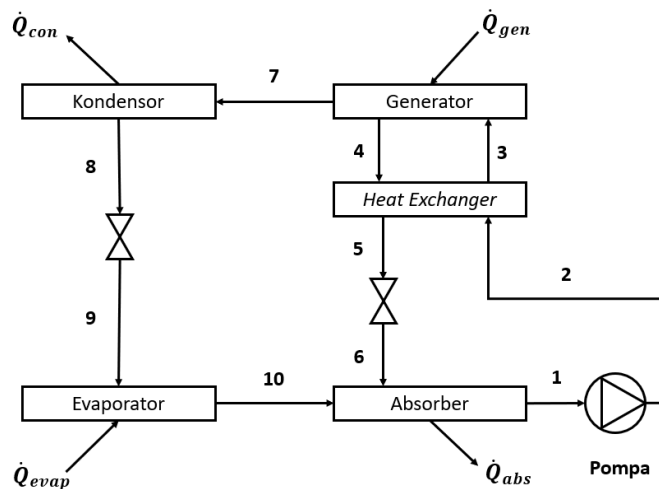
##### a. Parameter Perencanaan

Parameter perencanaan sistem pendingin absorpsi berupa suhu dan tekanan pada setiap komponen. Suhu dan tekanan pada kondensor dan evaporator ditentukan pada keadaan jenuh sehingga penambahan atau pengurangan energi akan mengubah fase fluida.

Tabel 4.7. Parameter perencanaan sistem pendingin absorpsi

Komponen	Suhu (°C)	Tekanan (kPa)	Komposisi Cairan
Generator	80	7.384	H <sub>2</sub> O+LiBr
Kondensor	40	7.384	H <sub>2</sub> O
Evaporator	5	0.873	H <sub>2</sub> O
Absorber	25	0.873	H <sub>2</sub> O+LiBr

## b. Diagram Sistem



Gambar 4.2. Sistem pendingin absorpsi

Dari diagram di atas, dapat dilihat bahwa generator dan evaporator bekerja dengan mengambil energi dari lingkungan, sementara kondensor dan absorber membuang energi ke lingkungan.

## c. Laju Aliran Massa Uap Air

Air yang keluar dari kondensor dan melalui katup ekspansi berada pada kondisi cair jenuh. Penambahan energi pada air di dalam evaporator akan menyebabkan air berubah fase menjadi uap dengan kondisi jenuh pula. Laju aliran massa uap air yang digunakan untuk menghasilkan efek refrigerasi dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_s(h_{10} - h_9) \quad \dots(4.22)$$

$$22574.845 = \dot{m}_s(2510.0717 - 167.541)$$

$$\dot{m}_s = 9.63695 \text{ kg/s}$$

## d. Konsentrasi Litium Bromida

Konsentrasi litium bromida di dalam larutan pada absorber dan generator dapat ditentukan dengan menggunakan grafik Thermophysical Properties dari ASHRAE dengan input berupa suhu (dalam derajat celsius) dan tekanan jenuh larutan (dalam kPa).

Tabel 4.8. Parameter perencanaan konsentrasi LiBr

Suhu (°C)	Tekanan (kPa)	Konsentrasi LiBr (%)
80	7.384	58.093
25	0.873	49.799

e. Entalpi Larutan Air-Litium Bromida

Penentuan entalpi larutan air-litium bromida dapat dilakukan dengan merujuk pada grafik Thermophysical Properties dari ASHRAE dengan *input* berupa suhu (dalam derajat celsius) dan konsentrasi litium bromida (dalam persen). Sementara itu, entalpi uap dan air dapat merujuk pada properti air dan uap.

Tabel 4.9. Properti larutan pada tiap titik

Lokasi	Suhu (°C)	Tekanan (kPa)	Konsentrasi LiBr (%)	Kondisi	Entalpi (kJ/kg)
Titik 1	25	0.873	49.799	Larutan encer	48.858
Titik 2	25	7.384	49.799	Larutan encer	48.858
Titik 4	80	7.384	58.093	Larutan pekat	185.51
Titik 5	35	7.384	58.093	Larutan pekat	96.23
Titik 6	35	0.873	58.093	Larutan pekat	96.23
Titik 7	80	7.384	0	Uap <i>superheated</i>	2649.755
Titik 8	40	7.384	0	Cair jenuh	167.541
Titik 9	5	0.873	0	Cair jenuh	167.541
Titik 10	5	0.873	0	Uap jenuh	2510.085

f. Laju Aliran Massa Larutan Pekat dan Encer

Larutan pekat akan mengalir dari generator ke *absorber* melalui *heat exchanger* dan katup ekspansi, sementara larutan encer dipindahkan oleh pompa dan melalui *heat exchanger* sebelum masuk ke generator. Laju aliran massa larutan pekat dan encer dapat dihitung dengan menggunakan *circulation ratio* ( $\lambda$ ).

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ss}}{\dot{m}_s} = \frac{x_{ws}}{x_{ss} - x_{ws}} \quad \dots(4.23)$$

$$\lambda = \frac{49.799}{58.0928 - 49.799} = 6.0043647$$

Dengan demikian, laju aliran massa larutan pekat dapat dihitung dengan rumus yang sama (4.23):

$$\dot{m}_{ss} = \lambda \dot{m}_s = 6.0043647(9.63695)$$

$$\dot{m}_{ss} = 57.86375 \text{ kg/s}$$

Laju aliran massa larutan encer dihitung dengan:

$$\dot{m}_{ws} = (1 + \lambda) \dot{m}_s \quad \dots(4.24)$$

$$\dot{m}_{ws} = (1 + 6.0043647)(9.63695) = 67.5007 \text{ kg/s}$$

## g. Properti Larutan di Titik 3

Larutan encer dengan suhu 25°C yang dipompa dari *absorber* melewati *heat exchanger* menyerap panas dari larutan pekat yang keluar dari generator dan melewati *heat exchanger*. Dengan demikian larutan encer tersebut akan mengalami penambahan suhu, sementara larutan pekat mengalami penurunan suhu. Dengan persamaan *heat balance*, entalpi pada titik 3 dapat dihitung sebagai berikut.

$$h_3 = h_2 + \frac{\dot{m}_{ss}}{\dot{m}_{ws}}(h_4 - h_5) \quad \dots(4.25)$$

$$h_3 = 48.8575 + \frac{57.86375}{67.5007}(185.5103 - 96.2303)$$

$$h_3 = 125.39116 \text{ kJ/kg}$$

Suhu titik 3 dapat ditentukan dengan menggunakan grafik Thermophysical Properties dari ASHRAE dengan *input* berupa entalpi (dalam kJ/kg) dan konsentrasi litium bromida (dalam persen).

Tabel 4.10. Properti larutan pada titik 3

Lokasi	Suhu (°C)	Tekanan (kPa)	Konsentrasi LiBr (%)	Kondisi	Entalpi (kJ/kg)
Titik 3	53.027	7.384	49.799	Larutan encer	125.391

## 4.3.2. Laju Perpindahan Panas pada Tiap Komponen Sistem Pendingin Absorpsi

Laju perpindahan panas pada tiap komponen dihitung untuk mengetahui seberapa banyak energi yang dibutuhkan, diserap, atau dibuang oleh tiap komponen.

a. Laju Perpindahan Panas pada *Absorber*

*Absorber* terus menerima panas dari larutan pekat yang kembali dari generator. Padahal, apabila energi terus ditambahkan pada *absorber*, maka penyerapan uap dapat terhenti. Oleh karena itu, agar penyerapan uap yang terjadi di dalamnya tidak terhenti, *absorber* perlu didinginkan dengan memindahkan energinya yang besarnya dapat dihitung dengan rumus yang sama dengan rumus 2.1.

$$\dot{Q}_{abs} = (\dot{m}_s h_{10}) + (\dot{m}_{ss} h_6) - (\dot{m}_{ws} h_1)$$

$$\dot{Q}_{abs} = 9.63695(2510.0717) + 57.86375(96.2303) - 67.5007(48.8575)$$

$$\dot{Q}_{abs} = 26459.759 \text{ kW}$$

## b. Laju Perpindahan Panas pada Generator

Laju perpindahan panas pada generator merupakan kebutuhan panas yang harus dipenuhi untuk memanaskan larutan di dalamnya. Energi diambil dari gas buang HRSG atau *exhaust* turbin gas dihitung dengan rumus yang sama dengan rumus 2.3.

$$\dot{Q}_{gen} = (\dot{m}_s h_7) + (\dot{m}_{ss} h_4) - (\dot{m}_{ws} h_3)$$

$$\dot{Q}_{gen} = 9.63695(2649.7554) + 57.86375(185.5103) - 67.5007(125.39116)$$

$$\dot{Q}_{gen} = 27805.883 \text{ kW}$$

## c. Laju Perpindahan Panas pada Kondensor

Laju perpindahan panas pada kondensor merupakan kebutuhan pendinginan untuk mengubah fase uap keluaran generator menjadi cair dihitung sebagai berikut.

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_s(h_7 - h_8) \quad \dots(4.26)$$



$$\dot{Q}_{con} = 9.63695(2649.7554 - 167.54105)$$

$$\dot{Q}_{con} = 23920.969 \text{ kW}$$

d. Laju Perpindahan Panas pada Evaporator

Laju perpindahan panas pada evaporator adalah kapasitas pendinginan yang dapat diakomodasi oleh sistem pendingin. Nilai laju perpindahan panas tersebut sama dengan kebutuhan pendingin *inlet air* untuk turbin gas.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_s(h_{10} - h_9) \quad \dots(4.27)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 9.63695(2510.0717 - 167.54105)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 22574.845 \text{ kW}$$

#### 4.3.3. Koefisien Performa (COP)

Koefisien performa atau *coefficient of performance* (COP) merupakan perbandingan antara efek refrigerasi yang dihasilkan oleh evaporator dengan panas masukan yang dibutuhkan oleh generator

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen}} \quad \dots(4.28)$$

$$COP = \frac{22574.845}{27805.883} = 0.811873$$

### 4.5. Validasi Sistem Pendingin Absorpsi

Validasi sistem pendingin absorpsi dilakukan dengan menggunakan bantuan *software* yang terhubung langsung dengan berbagai macam grafik termasuk grafik-grafik yang digunakan dalam desain ini. Dengan demikian, *user* tidak perlu memperkirakan nilai dari tiap grafik secara manual.

*Input* yang dimasukkan ke *equation* di dalam *software* Solver ini adalah parameter perencanaan pada poin 4.3.1. bagian a. Parameter tersebut menjadi dasar dalam perhitungan atau validasi menggunakan *software* melalui persamaan pada poin 4.3.1.

Apabila parameter perencanaan yang dipilih adalah salah, maka persamaan tidak dapat dijalankan. Faktor yang membuat persamaan tidak dapat dijalankan juga akan ditunjukkan oleh *software*. Dengan demikian, *user* dapat mengetahui di mana letak kesalahannya sehingga dapat diperbaiki.

#### 4.4.1. Hasil Perhitungan *Software*

Setelah memasukkan parameter pada persamaan yang terlampir dalam laporan ini, didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut.

Tabel 4.11. Properti larutan pada tiap titik (menggunakan *software*)

Lokasi	Suhu (°C)	Tekanan (kPa)	Konsentrasi LiBr (%)	Laju Aliran Massa (kg/s)	Entalpi (kJ/kg)
Titik 1	25	0.8726	49.91	67.81	49.03
Titik 2	25	7.381	49.91	67.81	49.03
Titik 3	59,86	7.381	49.91	67.81	125.5
Titik 4	80	7.381	58.18	58.17	185.8
Titik 5	35	7.381	58.18	58.17	96.66

Lokasi	Suhu (°C)	Tekanan (kPa)	Konsentrasi LiBr (%)	Laju Aliran Massa (kg/s)	Entalpi (kJ/kg)
Titik 6	35	0.8726	58.18	58.17	96.66
Titik 7	80	7.381	0	9.638	2649
Titik 8	40	7.381	0	9.638	167.5
Titik 9	5	0.8726	0	9.638	167.5
Titik 10	5	0.8726	0	9.638	2510

Dengan adanya hasil-hasil perhitungan menggunakan *software* berarti perencanaan yang dilakukan sudah valid karena berhasil dijalankan.

#### 4.4.2. Error

Apabila hasil perhitungan manual dengan perhitungan menggunakan *software* dibandingkan, maka didapat selisih sebagai berikut.

Tabel 4.12. *Error* antara perhitungan manual dengan menggunakan *software*

Lokasi	<i>Error</i>				
	Suhu	Tekanan	Konsentrasi LiBr	Laju Aliran Massa	Entalpi
Titik 1	0.0000%	0.0029%	0.2224%	0.4561%	0.3518%
Titik 2	0.0000%	0.0464%	0.2224%	0.4561%	0.3518%
Titik 3	11.4153%	0.0464%	0.2224%	0.4561%	0.0867%
Titik 4	0.0000%	0.0464%	0.1499%	0.5094%	0.1559%
Titik 5	0.0286%	0.0464%	0.1499%	0.5094%	0.4445%
Titik 6	0.0286%	0.0029%	0.1499%	0.5094%	0.4445%
Titik 7	0.0000%	0.0464%	0.0000%	0.0109%	0.0285%
Titik 8	0.0000%	0.0464%	0.0000%	0.0109%	0.0245%
Titik 9	0.0000%	0.0029%	0.0000%	0.0109%	0.0245%
Titik 10	0.0000%	0.0029%	0.0000%	0.0109%	0.0029%

Pada tabel di atas, dapat dilihat bahwa *error* hampir seluruh properti bernilai di bawah nol persen. Hal ini berarti selisih antara perhitungan manual dengan perhitungan menggunakan *software* bernilai sangat kecil. Perbedaan hasil perhitungan mungkin terjadi karena tingkat ketelitian dalam penggunaan grafik properti setiap zat.

#### 4.4.3. Variasi Suhu Generator

Variasi suhu generator dilakukan dengan menggunakan *software* Solver agar dapat dilakukan dengan otomatis dan cepat. Variasi suhu generator dilakukan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap parameter-parameter yang ada di dalam sistem pendingin absorpsi hingga untuk mengetahui titik optimum sistem.

Tabel 4.13. Hasil simulasi variasi suhu generator

$T_{gen}$ (°C)	$\dot{Q}_{gen}$ (kW)	$\dot{Q}_{abs}$ (kW)	$\dot{Q}_{con}$ (kW)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)
65	37960	36888	23646	22575
70	28468	27305	23737	22575
75	27862	26608	23829	22575
80	27833	26487	23920	22575
85	27951	26514	24012	22575
90	28115	26587	24103	22575
95	28288	26668	24195	22575
100	28452	26740	24286	22575
105	28598	26795	24378	22575

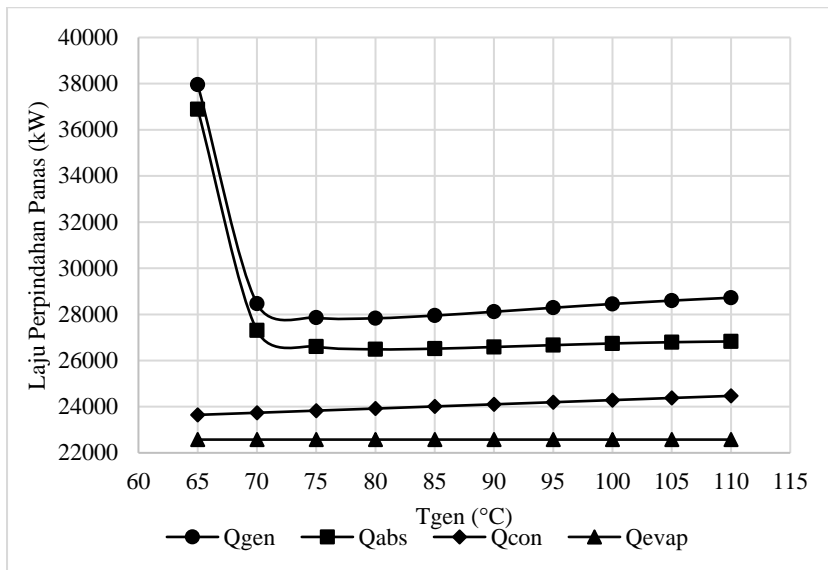
Tabel 4.13. Hasil simulasi variasi suhu generator (lanjutan)

$T_{gen}$ (°C)	COP	Konsentrasi LiBr Larutan Encer (%)	Konsentrasi LiBr Larutan Pekat (%)	Laju aliran Massa Larutan Encer (kg/s)	Laju aliran massa Uap (kg/s)
65	0.595	49.91	50.52	789.4	9.638
70	0.793	49.91	53.26	153.3	9.638
75	0.810	49.91	55.79	91.37	9.638
80	0.811	49.91	58.18	67.81	9.638
85	0.808	49.91	60.43	55.34	9.638
90	0.803	49.91	62.58	47.61	9.638
95	0.798	49.91	64.63	42.32	9.638
100	0.793	49.91	66.6	38.46	9.638
105	0.789	49.91	68.49	35.52	9.638

Dari tabel di atas dapat dilihat bahwa laju perpindahan panas pada evaporator dijaga pada beban pendinginan yang tetap. Hal ini akan berpengaruh pada laju aliran massa uap yang juga tetap.

Selain itu, pada sistem yang sama yang berarti titik jenuh pada tekanan kerja sistem yang juga tetap akan bernilai sama sehingga menyebabkan konsentrasi larutan encer yang juga tetap.

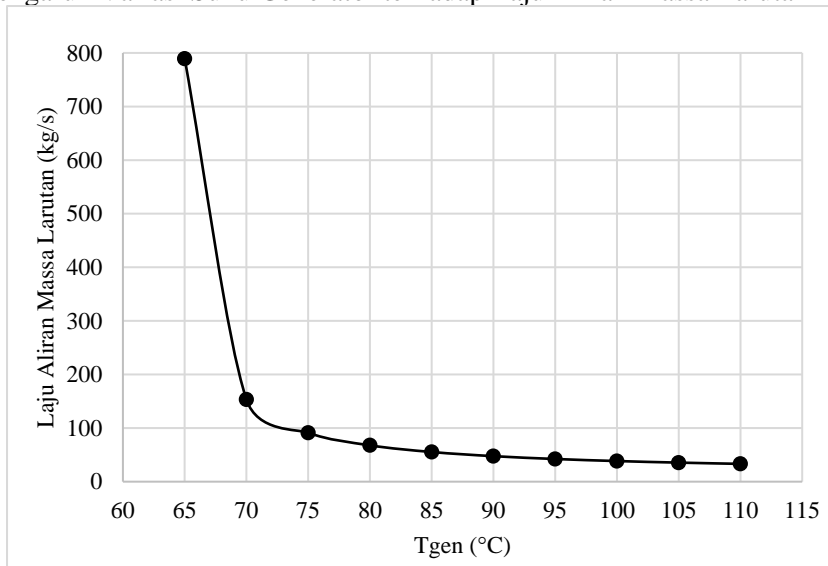
- a. Pengaruh Variasi Suhu Generator terhadap Laju Perpindahan Panas tiap Komponen Sistem Pendingin Absorpsi



Gambar 4.3. Suhu generator vs laju perpindahan panas

Pada variasi suhu generator dengan beban pendinginan yang tetap ( $\dot{Q}_{evap}$  tetap) menghasilkan laju perpindahan panas pada generator, absober, dan kondensor yang tinggi pada suhu yang lebih rendah dan nilainya turun drastis ketika suhu generator naik. Namun, pada suhu di atas 80°C, laju perpindahan panas pada ketiga komponen tersebut kembali naik.

- b. Pengaruh Variasi Suhu Generator terhadap Laju Aliran Massa Larutan Encer



Gambar 4.4. Suhu generator vs laju aliran massa larutan encer

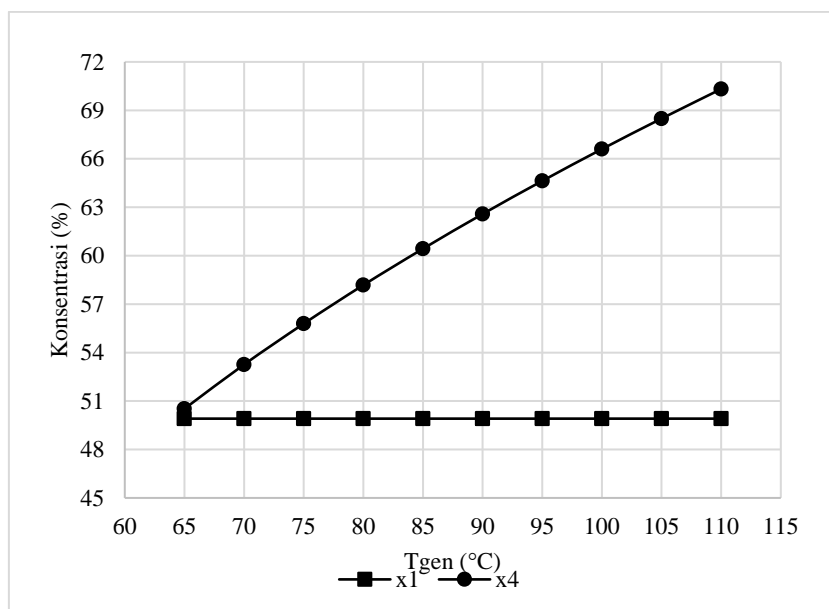
Pada laju aliran massa uap yang tetap atau beban pendinginan yang tetap ( $\dot{Q}_{evap}$  tetap), penambahan energi di dalam generator akan menyebabkan kebutuhan laju aliran massa larutan encer menurun. Pada suhu di bawah 70°C, penurunan laju aliran massa larutan encer terjadi lebih drastis.

Suhu generator yang semakin tinggi menunjukkan bahwa laju aliran panas yang masuk ke generator semakin tinggi. Laju aliran panas yang lebih tinggi akan mengakibatkan laju pembentukan uap refrigeran semakin cepat.

Apabila laju aliran massa larutan encer yang dipompa ke generator adalah tetap, maka jumlah uap refrigeran yang terbentuk akan sesuai dengan penambahan suhu serta energi di dalam generator. Hal tersebut dapat mengakibatkan ketidaksesuaian laju aliran massa uap refrigeran dengan kebutuhan sistem. Hal yang terjadi malah, laju aliran massa uap yang terbentuk sesuai dengan laju perpindahan panas yang masuk ke generator.

Oleh karena itu, laju aliran massa larutan encer harus diatur sesuai dengan grafik di atas untuk menjaga laju aliran massa uap yang terbentuk sebesar 9.638 kg/s.

#### c. Pengaruh Variasi Suhu Generator terhadap Konsentrasi Larutan



Gambar 4.5. Suhu generator vs konsentrasi larutan air-litium bromida

Pada tekanan jenuh yang sama, maka konsentrasi litium bromida di dalam larutan encer yang ada di *absorber* untuk dipompa ke generator akan tetap walaupun suhu generator naik. Namun, konsentrasi larutan pekat yang kembali ke *absorber* dari generator akan bertambah seiring dengan bertambahnya suhu di generator.

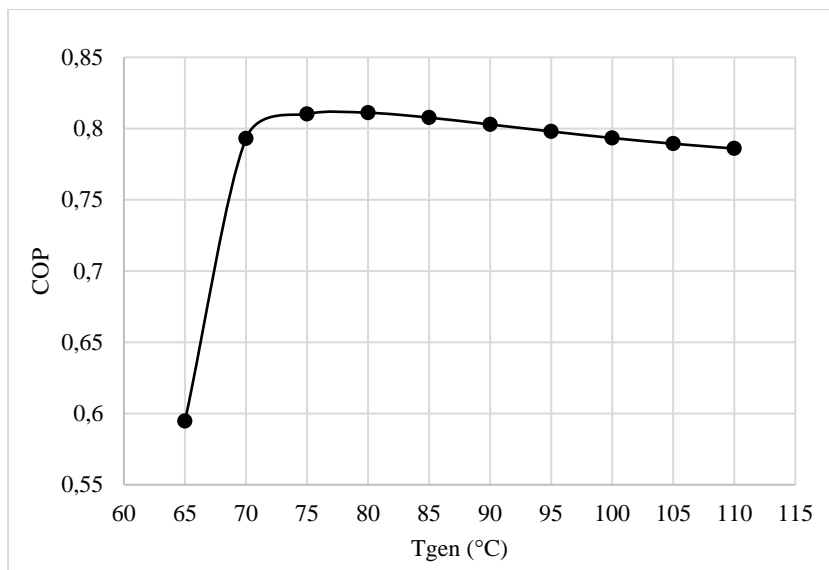
Suhu generator yang tinggi menyebabkan pembentukan uap air yang lebih banyak sehingga untuk menjaga agar laju aliran massa uap air bernilai tetap, maka laju aliran massa larutan encer yang dipompa ke generator berkurang.

Dengan berkurangnya laju aliran massa larutan encer yang dipompa ke generator, sementara laju aliran massa uap air yang terbentuk tetap akan menyebabkan larutan pekat

yang kembali ke *absorber* semakin pekat. Dengan demikian, kenaikan suhu generator akan menyebabkan konsentrasi litium bromida di dalam larutan pekat yang kembali ke *absorber* semakin tinggi.

Dari grafik di atas juga dapat dilihat bahwa pada suhu yang kurang dari 65°C, kurva larutan pekat akan memotong garis larutan encer. Konsentrasi larutan pekat dan encer yang sama menunjukkan bahwa tidak ada uap air yang terbentuk karena massa larutan yang kembali ke *absorber* adalah sama. Hal ini berarti sistem tidak akan bisa berjalan pada titik tersebut.

d. Pengaruh Variasi Suhu Generator terhadap COP Sistem



Gambar 4.6. Suhu generator vs COP sistem

Berdasarkan grafik di atas, nilai COP sistem pendingin absorpsi naik drastis seiring dengan bertambahnya suhu generator. Namun, pada suhu di atas 80°C, COP sistem kembali turun. Hal ini merupakan akibat dari perubahan laju perpindahan panas pada generator dibandingkan dengan laju perpindahan panas pada evaporator yang ditunjukkan pada grafik 4.1. COP tertinggi dicapai pada suhu generator sebesar 80°C yaitu sebesar 0,811.

## 4.6. Pengaruh Suhu Udara Lingkungan

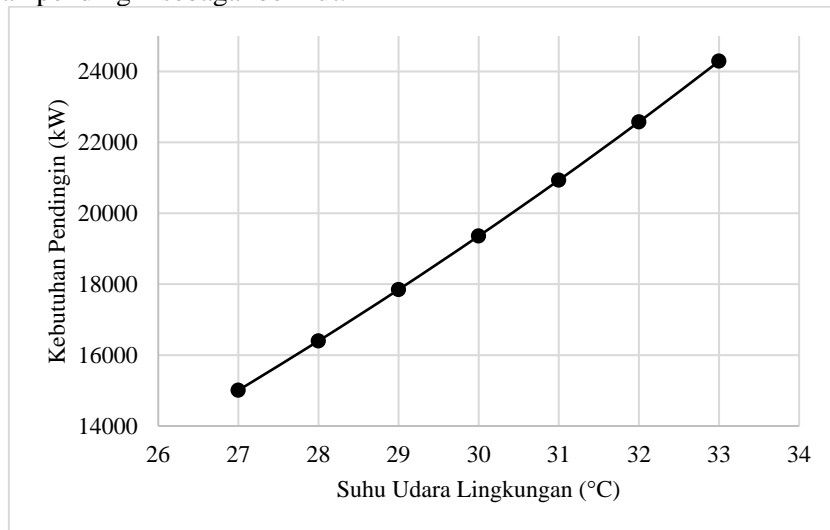
### 4.5.1. Pengaruh Suhu Udara Lingkungan terhadap Kebutuhan Pendinginan

Pada kondisi aktual, operasi turbin gas memiliki performa yang berbeda-beda tergantung dengan suhu udara masuknya. Udara masuk turbin gas sendiri tergantung dengan suhu udara lingkungan.

Berdasarkan data *heat balance* yang diperoleh dari PJB UP Gresik, dapat dilihat bahwa turbin gas sempat beroperasi pada suhu udara lingkungan antara 27°C hingga 32°C pada RH yang sama yaitu 80%, serta tekanan udara yang juga sama pada 1.021 kg/cm<sup>2</sup>.

Sistem pendingin yang dirancang pada penelitian ini adalah berdasarkan kondisi suhu udara lingkungan pada 32°C, RH 80%, dan tekanan udara 1.021 kg/cm<sup>2</sup>. Berdasarkan hal tersebut, diperlukan analisis terkait pengaruh suhu udara lingkungan terhadap kerja sistem pendingin.

Oleh karena itu, dalam hal memenuhi standar ISO, kebutuhan pendinginan *inlet air* pada turbin gas akan berubah-ubah sesuai dengan suhu udara lingkungan sekitar turbin gas. Dengan memvariasikan suhu udara lingkungan sekitar turbin gas dari 27°C hingga 33°C, RH 80%, dan tekanan udara 1.021 kg/cm<sup>2</sup>, maka didapatkan grafik kebutuhan pendingin sebagai berikut.



Gambar 4.7. Suhu udara lingkungan vs kebutuhan pendingin

#### 4.5.2. Variasi Suhu Udara Lingkungan

Perubahan kebutuhan pendinginan akibat perubahan suhu udara lingkungan sekitar harus dapat disesuaikan oleh sistem. Perubahan tersebut harus dapat diakomodasi oleh sistem pendingin absorpsi. Oleh karena itu, parameter-parameter pada sistem harus diubah agar dapat memenuhi kebutuhan pendinginan.

Berdasarkan variasi suhu udara lingkungan sekitar turbin gas, perubahan parameter tersebut dapat diperkirakan dengan menggunakan persamaan-persamaan pada poin 4.2 dan 4.3. Proses perhitungan dilakukan menggunakan Solver dengan memvariasikan laju perpindahan panas pada evaporator yang telah ditentukan berdasarkan perubahan suhu udara lingkungan. Hasilnya dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4.14. Hasil simulasi variasi suhu udara lingkungan sekitar turbin gas

Suhu Lingkungan (°C)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$T_{gen}^o$ (°C)	$\dot{Q}_{gen}$ (kW)	$\dot{Q}_{abs}$ (kW)	$\dot{Q}_{con}$ (kW)
27	15007	80	18503	17608	15902
28	16398	80	20218	19240	17376
29	17847	80	22004	20940	18911

Suhu Lingkungan (°C)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$T_{gen}$ (°C)	$\dot{Q}_{gen}$ (kW)	$\dot{Q}_{abs}$ (kW)	$\dot{Q}_{con}$ (kW)
30	19358	80	23866	22713	20511
31	20932	80	25808	24560	22180
32	22575	80	27833	26487	23920
33	24288	80	29945	28498	25736

Tabel 4.14. Hasil simulasi variasi suhu udara lingkungan sekitar turbin gas (lanjutan)

$T_{gen}$ (°C)	COP	Konsentrasi LiBr Larutan Encer (%)	Konsentrasi LiBr Larutan Pekat (%)	Laju aliran massa Larutan (kg/s)	Laju aliran massa Uap (kg/s)
27	0.811	49.91	58.18	45.08	6.407
28	0.811	49.91	58.18	49.26	7.001
29	0.811	49.91	58.18	53.61	7.62
30	0.811	49.91	58.18	58.14	8.265
31	0.811	49.91	58.18	62.87	8.937
32	0.811	49.91	58.18	67.81	9.638
33	0.811	49.91	58.18	72.95	10.37

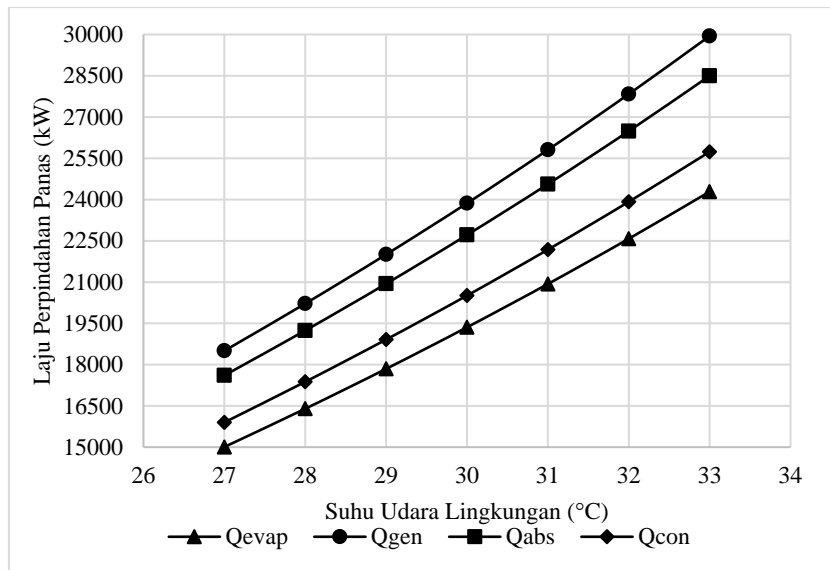
Dari tabel di atas, dapat dilihat bahwa ada beberapa parameter yang tidak berubah yaitu suhu generator, COP sistem, dan konsentrasi litium bromida dalam larutan encer dan pekat.

Untuk dapat memberikan efek refrigerasi yang berubah-ubah, maka parameter lain yang diubah yaitu jumlah massa larutan encer yang dipompa dari *absorber* menuju generator. Dengan mengubah parameter tersebut, maka parameter lain akan ikut berubah.

a. Pengaruh Perubahan Suhu Udara Lingkungan terhadap Laju Perpindahan Panas tiap Komponen Sistem Pendingin Absorpsi

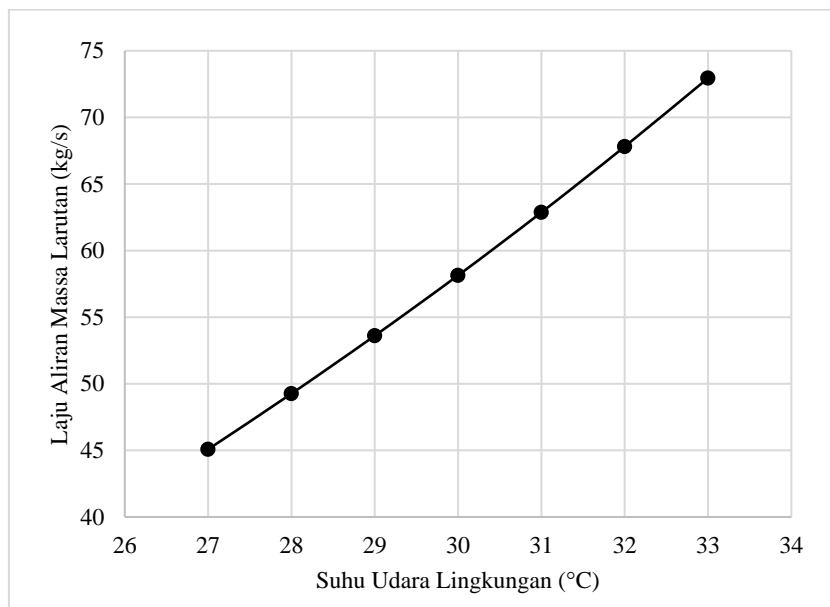
Berdasarkan gambar 4.7, perubahan suhu lingkungan sekitar turbin gas akan mempengaruhi laju perpindahan panas seluruh komponen. Grafik tersebut menunjukkan bahwa perubahan laju perpindahan panas merupakan fungsi kuadrat (dilihat dari bentuknya yang melengkung). Perbandingan laju perpindahan panas antar-komponen pada tiap suhu udara lingkungan sekitar adalah tetap.





Gambar 4.8. Suhu udara lingkungan vs laju perpindahan panas

b. Pengaruh Perubahan Suhu Udara Lingkungan terhadap Laju Aliran Massa Larutan



Gambar 4.9. Suhu udara lingkungan vs laju aliran massa larutan

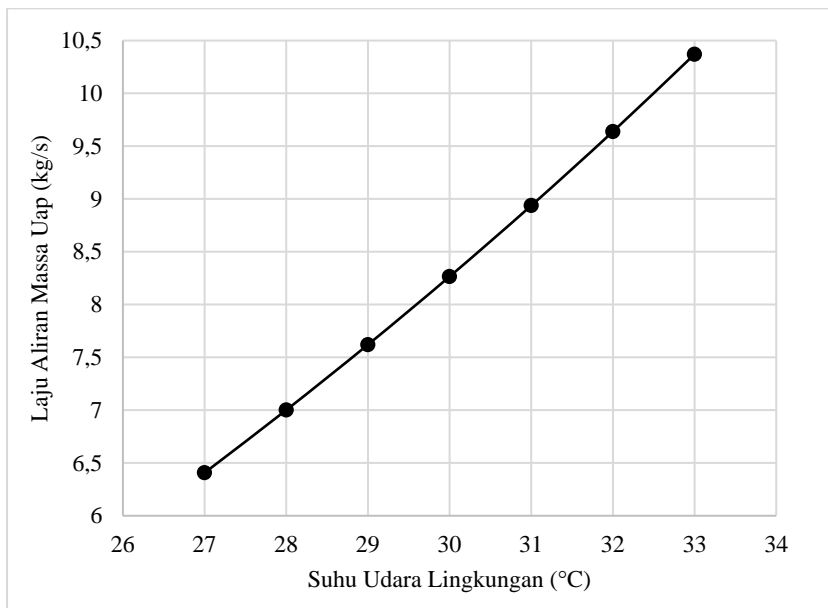
Untuk dapat mengakomodasi perubahan suhu udara lingkungan sekitar turbin gas, parameter tiap komponen sistem pendingin harus disesuaikan. Untuk dapat menyesuaikan dengan kebutuhan, maka salah satu parameter yang perlu diubah adalah laju aliran massa larutan encer yang dipompa dari *absorber* ke generator. Perubahan laju aliran massa tersebut akan mempengaruhi parameter lainnya di dalam sistem. Hal ini

dilakukan agar suhu tiap komponen, COP sistem, dan konsentrasi litium bromida dalam larutan pekat dan encer bernilai tetap. Kebutuhan laju aliran massa larutan pada tiap suhu udara lingkungan sekitar turbin gas dapat dilihat pada grafik di atas.

Suhu operasi tiap komponen sistem pendingin absorpsi diatur agar bernilai tetap, sehingga untuk mengakomodasi perubahan beban pendinginan dapat dilakukan dengan menyesuaikan laju perpindahan panas pada tiap komponen (lih. Grafik 4.7).

Sementara itu, agar sistem dapat mengakomodasi perubahan beban pendinginan yang berarti laju aliran massa uap refrigeran yang dibutuhkan juga berubah, maka dibutuhkan penyesuaian laju aliran massa larutan encer yang dipompa ke generator. Hal ini juga dilakukan agar COP sistem dan konsentrasi litium bromida baik pada larutan pekat maupun encer bernilai tetap.

#### c. Pengaruh Perubahan Suhu Udara Lingkungan terhadap Laju Aliran Massa Uap



Gambar 4.10. Suhu udara lingkungan vs Laju aliran massa uap air

Apabila laju aliran massa larutan encer yang dipompa dari *absorber* ke generator berubah, pada suhu generator yang tetap, maka laju aliran massa uap yang terbentuk akan meningkat. Hal ini juga dilakukan untuk dapat mengakomodasi kebutuhan pendinginan yang berubah-ubah sesuai dengan kondisi udara lingkungan sekitar turbin gas. Uap yang terbentuk akan dikondensasikan di dalam kondensor dan dievaporasikan di dalam evaporator untuk menghasilkan efek refrigerasi.

#### 4.7. Perencanaan Evaporator

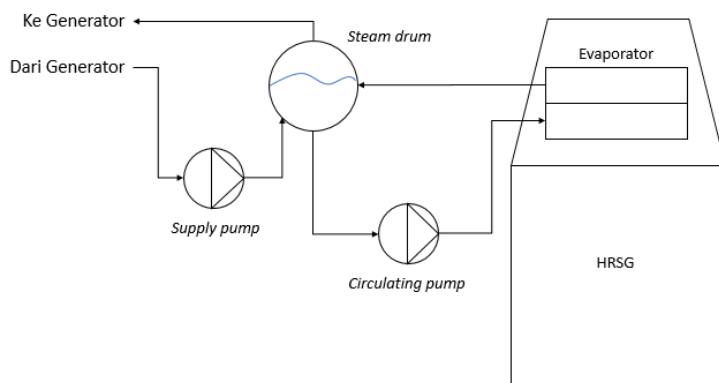
Dalam memenuhi kebutuhan panas untuk generator dan mentransmisikan efek refrigerasi ke *air intake system* pada turbin gas, maka dibutuhkan dua *heat exchanger* di luar dari sistem pendingin absorpsi. Dalam penelitian ini, jenis *heat exchanger* yang dipilih adalah evaporator. Hal ini dilakukan karena evaporator akan mengubah fase fluida

dari cair menjadi uap. Perubahan fase tersebut akan memerlukan panas laten yang besar yang dapat dilihat dari perbedaan entalpi yang sangat besar. Hal ini akan mengurangi kebutuhan laju aliran massa yang sangat signifikan.

Penggunaan fluida pada fase yang sama (cair ke cair) sebagai media pemindah panas akan memerlukan jumlah laju aliran massa yang sangat besar (mencapai 500 kg per detik) untuk dapat memindahkan panas sebesar 27833 MW dari gas buang HRSG menuju generator.

#### 4.6.1. Perencanaan Evaporator di HRSG

##### a. Diagram Sistem



Gambar 4.11. Sistem evaporator di HRSG

Fluida yang digunakan pada sistem adalah air. Air disirkulasikan di dalam evaporator pada HRSG. Pada saat air keluar dari evaporator akan berubah fase menjadi uap dan terakumulasi di dalam *steam drum*. Setelah itu, air mengalir menuju generator sistem pendingin absorpsi. Panas yang terkandung di dalam uap digunakan untuk memanaskan larutan di dalam generator. Proses tersebut membuat uap terkondensasi menjadi air dan dipompa kembali ke *steam drum* untuk disirkulasikan kembali di dalam evaporator.

##### b. Parameter Perencanaan

Sistem didesain pada tekanan jenuh air pada suhu 85°C yaitu pada 57.868 kPa sehingga panas dari HRSG akan mengubah fase air dari cair ke uap. Panas 85°C sedikit lebih tinggi dari suhu generator sebesar 80°C.

Tabel 4.15. Parameter perencanaan evaporator

Kebutuhan Panas Generator (kW)	Inlet Evaporator (Cair Jenuh)		Outlet Evaporator (Uap jenuh)		Tekanan Sistem (kPa)
	Suhu (°C)	Entalpi	Suhu (°C)	Entalpi	
27833	85	355.946	85	2651.326	57.868

Parameter yang perlu ditentukan berikutnya adalah laju aliran massa fluida yang dibutuhkan untuk memindahkan panas sesuai dengan kebutuhan panas generator.

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_s(h_{out} - h_{in}) \quad \dots(4.29)$$

$$27833 = \dot{m}_s(2651.326 - 355.9461)$$

$$\dot{m}_s = 12.12566 \text{ kg/s}$$

Di dalam evaporator, tidak semua air berubah fase menjadi uap, sehingga jumlah massa air yang disirkulasikan di dalamnya lebih besar dari total massa yang dipindahkan ke generator. Untuk fraksi berat sebesar 0.7, maka laju aliran air yang disirkulasikan di dalam evaporator adalah sebagai berikut.

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_s}{0.7} \quad \dots(4.30)$$

$$\dot{m}_w = \frac{12.12566}{0.7} = 17.32237 \text{ kg/s}$$

c. Variasi Suhu Udara Lingkungan

Dengan menggunakan persamaan yang sama dengan poin sebelumnya, perubahan kebutuhan beban pendinginan akan membutuhkan parameter berikut.

Tabel 4.16. Variasi suhu udara lingkungan sekitar turbin gas

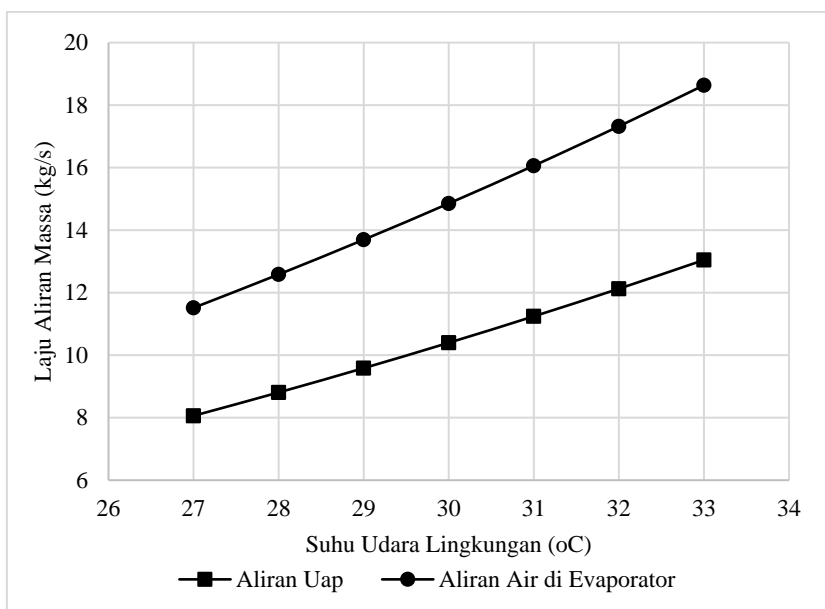
T <sub>amb</sub> (°C)	Generator			Circulating Water (kg/s)
	$\dot{Q}$ (kW)	Aliran Uap (kg/s)	Aliran Air (kg/s)	
27	18503	8.061	8.061	11.516
28	20218	8.808	8.808	12.583
29	22004	9.586	9.586	13.695
30	23866	10.397	10.397	14.853
31	25808	11.243	11.243	16.062
32	27833	12.126	12.126	17.322
33	29945	13.046	13.046	18.637

d. Pengaruh Perubahan Suhu Udara Lingkungan terhadap Kerja Evaporator

Peningkatan suhu udara lingkungan sekitar turbin gas akan menyebabkan beban pendinginan *inlet air* juga bertambah. Hal tersebut harus dapat diakomodasi dengan penambahan panas di generator. Penambahan panas di generator harus dapat dipenuhi dengan memasok panas yang lebih banyak dari HRSG. Untuk dapat memasok panas yang lebih banyak, maka laju aliran massa uap yang menuju generator perlu ditambah.

Sementara itu, di sisi evaporator, untuk dapat menghasilkan uap yang lebih banyak, maka air yang disirkulasikan juga harus lebih banyak.

Gambar 4.11 menunjukkan jumlah kebutuhan laju aliran massa uap menuju generator dan laju aliran massa air yang disirkulasikan di dalam evaporator berdasarkan kondisi udara lingkungan sekitar turbin gas.



Gambar 4.12. Suhu udara lingkungan vs laju aliran massa

#### 4.6.2. Perencanaan Evaporator di *Air Intake System*

Fluida yang digunakan pada sistem ini (sama dengan sistem evaporator di HRSG, yaitu air. Air pada fase cair dipompa keluar dari evaporator sistem pendingin absorpsi menuju evaporator di *air intake system* pada sistem turbin gas. Di dalam evaporator tersebut, air akan menyerap panas dari *inlet air* dan berubah fase menjadi uap *superheated*.

Uap air kemudian mengalir kembali ke evaporator sistem pendingin absorpsi dan mengevaporasikan refrigeran di dalamnya. Pada proses ini, uap air dari *air intake system* kembali ke fase cair.

##### a. Parameter Perencanaan

Sistem didesain pada tekanan jenuh air pada suhu 7°C yaitu pada 1.0021 kPa sehingga panas dari *inlet air* akan mengubah fase air dari cair ke uap. Suhu uap air akan terus naik hingga 15°C pada saat keluar dari evaporator. Pada saat keluar dari evaporator, uap berada pada kondisi *superheated*. Hal ini memungkinkan seluruh fluida telah berada pada fase uap.

Tabel 4.17. Parameter perencanaan evaporator

Kebutuhan Pendinginan (kW)	Inlet Evaporator (Cair Jenuh)		Outlet Evaporator (Uap <i>superheated</i> )		Tekanan Sistem (kPa)
	Suhu (°C)	Entalpi	Suhu (°C)	Entalpi	
22575	7	29.426	15	2528.806	1.002

Parameter yang perlu ditentukan berikutnya adalah laju aliran massa fluida yang dibutuhkan untuk memindahkan panas sesuai dengan kebutuhan pendinginan.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_s(h_{out} - h_{in}) \quad \dots(4.31)$$

$$22575 = \dot{m}_s(2528.806 - 29.4258)$$

$$\dot{m}_s = 9.032239 \text{ kg/s}$$

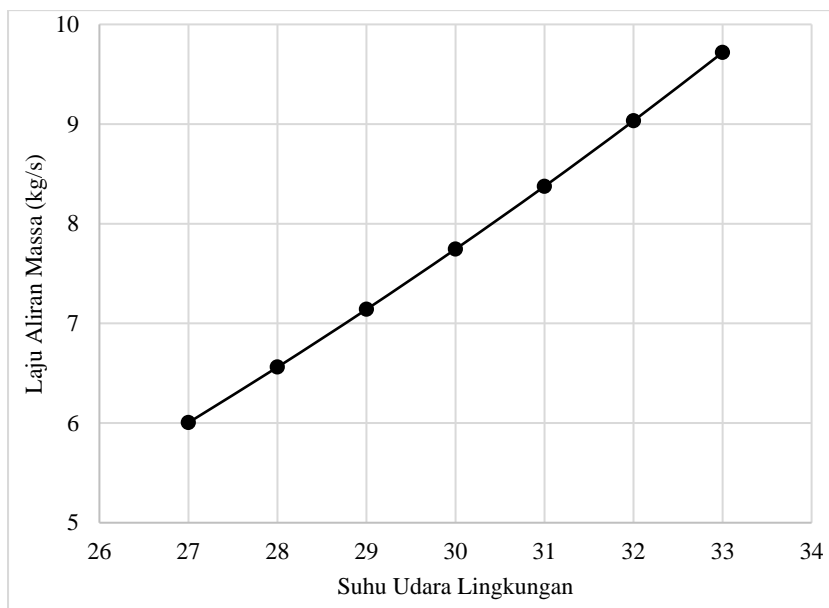
b. Variasi Suhu Udara Lingkungan

Dengan menggunakan persamaan yang sama dengan poin sebelumnya, perubahan kebutuhan beban pendinginan akan membutuhkan parameter berikut.

Tabel 4.18. Variasi suhu udara lingkungan sekitar turbin gas

$T_{\text{ambient}}$ (°C)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	Laju Aliran Massa (kg/s)
27	15007	6.004
28	16398	6.561
29	17847	7.141
30	19358	7.745
31	20932	8.375
32	22575	9.032
33	24288	9.718

c. Pengaruh Perubahan Suhu Udara Lingkungan terhadap Kerja Evaporator



Gambar 4.13. Suhu udara lingkungan vs laju aliran massa

Peningkatan suhu udara lingkungan akan menyebabkan beban pendinginan *inlet air* juga bertambah. Dengan demikian, jumlah fluida pendingin *inlet air* yang dibutuhkan juga semakin banyak. Pada *designed system*, pada suhu 32°C dibutuhkan laju aliran massa fluida pendingin sebesar 9.03224 kg/s.

#### 4.8. Perubahan Suhu *Outlet* Kompresor

Pengurangan suhu *inlet air* sistem turbin gas akan mempengaruhi performa keseluruhan turbin gas. Suhu yang lebih rendah akan menyebabkan udara memiliki massa jenis yang lebih tinggi yang berarti total massa yang masuk ke kompresor lebih tinggi.

Suhu *inlet air* yang lebih rendah menyebabkan *outlet air* kompresor memiliki suhu yang lebih rendah pula. Dengan mengasumsikan proses kompresi udara adalah proses isentropik, maka suhu *outlet* kompresor dapat diperkirakan sebagai berikut.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \dots(4.32)$$

asumsikan:

$$x = \frac{k}{k-1}$$

maka,

$$\frac{(411 + 273.15)}{(32 + 273.15)} = \left(\frac{1284.671}{100.1259}\right)^x$$

$$x = 0.3164$$

Dengan menggunakan nilai x yang sama pada proses kompresi udara setelah penerapan sistem pendingin ( $T=15^\circ\text{C}$ ), maka:

$$\frac{(T_{2c} + 273.15)}{(15 + 273.15)} = \left(\frac{1284.671}{100.1259}\right)^{0.3164}$$

$$T_{2c} = 646.05 \text{ K}$$

Hal ini berarti suhu udara *outlet* kompresor turun sejauh 38.1°C dari semula 411°C (tanpa sistem pendingin) menjadi 372.9°C (setelah penerapan sistem pendingin).

#### 4.9. Prakiraan Penambahan Daya Turbin Gas

Dalam penelitian ini, prakiraan penambahan daya turbin gas setelah penerapan sistem pendingin absorpsi dilakukan dengan menggunakan data dari kondisi aktual berdasarkan data uji performa PLTGU pada tahun 2016. Sebagai catatan bahwa perencanaan sistem pendingin absorpsi dilakukan berdasarkan *heat balance* PLTGU (tahun 1993).

Daya turbin gas yang diperkirakan adalah daya bersih yang dikonversi menjadi daya listrik atau dengan kata lain merupakan daya yang terbaca pada generator listrik. Prakiraan dilakukan dengan mencari persamaan kurva atau garis yang dapat mewakili data daya turbin gas berdasarkan suhu *inlet air*-nya.

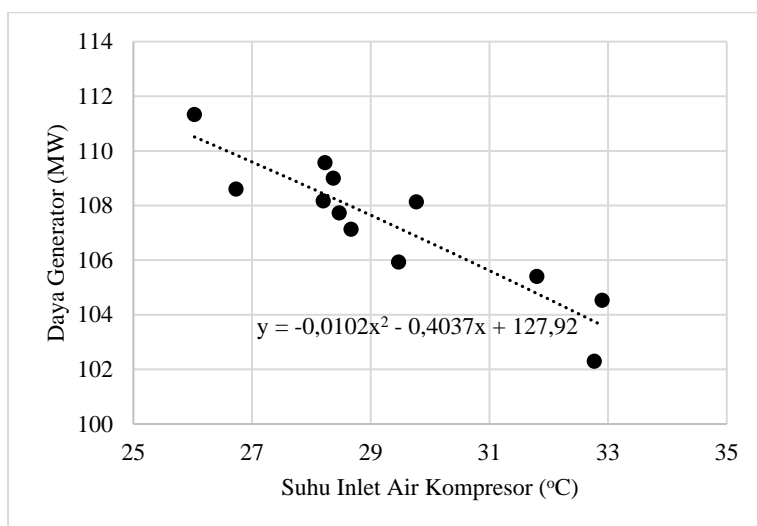
Selama tahun 2016, PJB UP Gresik telah melakukan empat kali uji performa PLTGU. Suhu *inlet air* tercatat memiliki nilai yang berbeda-beda pada tiap uji performa maupun pada tiap turbin gas.

Tabel 4.19. Data uji performa turbin gas pada PLTGU

Waktu Uji Performa	Turbin Gas	Suhu <i>Inlet Air</i> (°C)	Daya Generator (kW)
Januari 2016	1.1	31.8	105400
	1.2	32.9	104530
	1.3	32.77	102300
April 2016	1.1	28.2	108170
	1.2	29.77	108130
	1.3	29.47	105930
Juli 2016	1.1	26.73	108600
	1.2	28.23	109570
	1.3	28.67	107130
Oktober 2016	1.1	26.03	111330
	1.2	28.47	107730
	1.3	28.37	109000

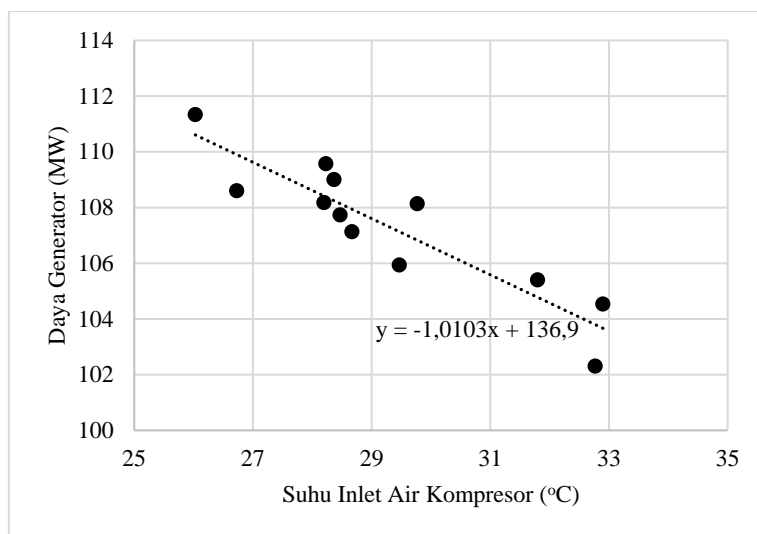
Sumber: Rendal OP PLTGU PT PJB UP Gresik

Selanjutnya data dari tabel di atas dimasukkan ke dalam grafik dengan *trendline* polinomial kuadrat dan linier untuk mengetahui persamaan yang dapat mendekati hubungan antara *inlet air* dengan daya yang dihasilkan turbin gas.



Gambar 4.14. Pengaruh suhu *inlet air* terhadap daya generator dengan *trendline* polinomial kuadrat





Gambar 4.15. Pengaruh suhu *inlet air* terhadap daya generator dengan *trendline* linier

Pada grafik dengan *trendline* polinomial kuadrat didapatkan persamaan:

$$y_1 = -0.0102x^2 - 0.4037x + 127.92 \quad \dots(4.33)$$

Sementara itu, grafik dengan *trendline* linier didapatkan persamaan:

$$y_2 = -1.0103x + 136.9 \quad \dots(4.34)$$

Dengan  $x$  adalah suhu *inlet air* dan  $y$  adalah daya listrik yang dihasilkan oleh generator listrik. Selanjutnya, suhu *inlet air* pada tabel 4.19 digunakan sebagai substitusi variabel  $x$  pada masing-masing persamaan  $y_1$  dan  $y_2$  untuk mengetahui nilai *error*-nya.

Tabel 4.20. *Error* perhitungan menggunakan persamaan kuadrat dan linier

Suhu <i>Inlet Air</i> (°C)	Daya Aktual Generator (kW)	Persamaan Kuadrat		Persamaan Linier	
		Daya (kW)	<i>Error</i>	Daya (kW)	<i>Error</i>
31.8	105400	104767.7	0.5999%	104772.5	0.5954%
32.9	104530	103597.7	0.8919%	103661.1	0.8312%
32.77	102300	103737.2	1.4049%	103792.5	1.4589%
28.2	108170	108424.2	0.2350%	108409.5	0.2214%
29.77	108130	106862.1	1.1726%	106823.4	1.2084%
29.47	105930	107164.5	1.1654%	107126.5	1.1295%
26.73	108600	109841.3	1.1430%	109894.7	1.1922%
28.23	109570	108394.8	1.0726%	108379.2	1.0868%
28.67	107130	107961.8	0.7764%	107934.7	0.7511%

Suhu <i>Inlet Air</i> (°C)	Daya Aktual Generator (kW)	Persamaan Kuadrat		Persamaan Linier	
		Daya (kW)	<i>Error</i>	Daya (kW)	<i>Error</i>
26.03	111330	110500.6	0.7450%	110601.9	0.6540%
28.47	107730	108159.1	0.3983%	108136.8	0.3776%
28.37	109000	108257.5	0.6812%	108237.8	0.6993%
<i>Error Rata-rata</i>		0.8572%		0.8505%	

Dari tabel di atas, dapat dilihat bahwa *error* rata-rata terkecil dicapai oleh persamaan linier dengan nilai *error* rata-rata sebesar 0.8505%. Dengan demikian, prakiraan daya listrik yang dihasilkan turbin gas yang diubah menjadi daya listrik setelah penerapan sistem pendingin absorpsi ( $T=15^{\circ}\text{C}$ ) dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan linier (persamaan 4.34).

$$\dot{W}_{g2} = -1.0103T + 136.9$$

$$\dot{W}_{g2} = -1.0103(15) + 136.9$$

$$\dot{W}_{g2} = 121.7455 \text{ MW}$$

Apabila nilai tersebut dibandingkan dengan daya yang dapat dihasilkan oleh turbin gas yang diubah menjadi daya listrik pada kondisi aktual dengan suhu *inlet air* sebesar  $31.8^{\circ}\text{C}$ , maka didapatkan penambahan daya sebesar 16345.5 kW atau sebesar 15.508%.

Prakiraan penambahan daya turbin gas pada kondisi aktual diharapkan dapat menjadi pertimbangan dalam membangun sistem pendingin untuk *inlet air* turbin gas pada PLTGU di PJB UP Gresik maupun lokasi lain di Indonesia.

## **Bab V**

### **Penutup**

#### **5.1. Kesimpulan**

Berdasarkan hasil perancangan sistem pendingin absorpsi untuk *inlet air* turbin gas, analisis data, serta validasi yang telah dilakukan, disimpulkan bahwa untuk membangun sistem tersebut diperlukan komponen utama untuk sistem serta komponen penunjang untuk di luar sistem.

Komponen utama sistem berupa generator, kondensor, evaporator, *absorber*, pompa sistem, katup-katup ekspansi, dan *heat exchanger*. Komponen pendukung berupa evaporator untuk memindahkan panas dari HRSG atau *bypass stack* menuju generator sistem pendingin yaitu evaporator untuk masing-masing sumber panas, *steam drum* untuk mengumpulkan uap air, pompa untuk memindahkan air dari generator menuju evaporator, dan pompa untuk menyirkulasikan air di dalam evaporator; serta evaporator untuk memindahkan panas dari *inlet air* menuju evaporator sistem pendingin dan pompa untuk memindahkan *chilling water* menuju *air intake system* pada turbin gas.

- 5.1.1. Panas yang terkandung di dalam gas buang HRSG sebesar 54734.80217 kW dapat dimanfaatkan untuk sistem pendingin absorpsi untuk *inlet air* turbin gas pada PLTGU UP Gresik. Sementara itu, berdasarkan data *heat balance* sistem PLTGU yang ada, suhu lingkungan sebesar 32°C dengan RH 80% dan tekanan udara 1.021 kg/cm<sup>2</sup> memerlukan daya pendinginan sebesar 22575 kW untuk mencapai kondisi ISO yaitu 15°C, RH 60%, dan tekanan 101.325 kPa.
- 5.1.2. Tekanan kerja sistem pendingin absorpsi sebesar 7.38 kPa untuk tekanan tinggi dan 0.87 kPa untuk tekanan rendah. Konsentrasi litium bromida di dalam larutan pekat sebesar 58.18% dan pada larutan encer sebesar 49.99%. Laju perpindahan panas pada generator, kondensor, evaporator, dan *absorber* masing-masing sebesar 27833 kW, 23920 kW, 22575 kW, dan 26487 kW. COP sistem didapatkan sebesar 0.811 pada suhu generator 80°C yang juga merupakan COP tertinggi apabila suhu generator divariasikan dari 65°C hingga 110°C.
- 5.1.3. Perubahan suhu udara lingkungan sekitar turbin gas akan mempengaruhi kebutuhan pendinginan *inlet air*-nya. Hal tersebut dapat diakomodasi dengan menyesuaikan laju aliran massa fluida dari evaporator di dalam HRSG menuju generator sistem pendingin serta *circulating water*-nya, dari *absorber* sistem pendingin menuju generator sistem pendingin, dan dari evaporator sistem pendingin menuju evaporator *air intake system*.
- 5.1.4. Suhu *outlet air* kompresor setelah penerapan sistem pendingin diperkirakan sebesar 372.9°C dari yang sebelumnya sebesar 411°C. Dengan menggunakan pendekatan *trendline* berdasarkan data uji performa turbin gas pada tahun 2016 (kondisi aktual), jika dibandingkan dengan kondisi aktual *inlet air* 31.8°C dan daya 105400 kW diperkirakan terjadi penambahan daya sebesar 16345.5 kW atau sebesar 15.508% menjadi 121745.5 kW.

#### **5.2. Kritik**

- 5.2.1. Di Indonesia, belum ada turbin gas pada PLTG maupun PLTGU yang menggunakan pendingin *inlet air*. dengan demikian, banyak turbin gas yang beroperasi di bawah performa yang seharusnya (sesuai dengan kondisi ISO).

5.2.2. Ada beberapa parameter yang tidak tersedia pada *performance test* terbaru di PLTGU UP Gresik, sehingga peneliti melakukan penelitian menggunakan *heat balance* sesuai dengan desain sistem PLTGU pada saat pertama didirikan.

### **5.3. Saran**

- 5.3.1. Penerapan sistem pendingin absorpsi untuk *inlet air* turbin gas pada PLTG maupun PLTGU dapat dijadikan pertimbangan dalam rangka meningkatkan produksi daya listrik dari pembangkit untuk memenuhi kebutuhan listrik di Indonesia, terutama di Pulau Jawa dan Bali yang dipasok oleh PJB Gresik.
- 5.3.2. Penelitian ini membutuhkan analisis lebih lanjut terkait perkiraan performa turbin gas secara teknis setelah sistem pendingin diterapkan untuk mengetahui seberapa jauh penambahan daya yang dapat dicapai. Penambahan daya yang dihasilkan oleh turbin gas setelah sistem pendingin diterapkan dapat menjadi patokan dalam memperkirakan aspek ekonomi.

## Daftar Pustaka

- Accuweather, 2016. *Cuaca Gresik*. [online] Tersedia di: <<http://www.accuweather.com/id/id/gresik/202574/december-weather/202574>> [Diakses pada 22 Desember 2016].
- Araner Company, 2016. *TES Tank: How It Works*. [online] Tersedia di: <<http://www.araner.com/#!/thermal-storage-tank/c1ed>> [Diakses pada 22 Desember 2016].
- Arianto, Muhamad Angga, 2011. *Perencanaan Mesin Pendingin Sistem Absorpsi (Lithium Bromide) dengan Memanfaatkan Waste Energy di PT PJB Paiton Probolinggo*. [pdf] Tersedia di <<http://digilib.its.ac.id/public/ITS-Undergraduate-15914-2108100522-paper.pdf>> [Diakses pada 15 Desember 2016].
- El-Shazly, Alaa A; et. al, 2016. Gas Turbine Performance Enhancement via Utilizing Different Integrated Turbine Inlet Cooling. *Alexandria Engineering Journal*, [e-jurnal] 2016(55), hal. 1903-1914. Tersedia melalui: Science Direct <[sciencedirect.com](http://sciencedirect.com)> [Diakses pada 15 Desember 2016].
- Enggcyclopedia, 2012. *Absorption Refrigeration Systems (Absorption Chillers)*. [online] Tersedia di <<http://www.enggcyclopedia.com/2012/01/absorption-chillers-refrigeration/>> [Diakses pada 23 Januari 2017].
- Farzaneh-Gord, Mahmood; Deymi-Dashtebayaz, Mahdi, 2010. Effect of Various Inlet Air Cooling Methods on gas Turbine Performance. *Energy*, [e-jurnal] 36(2011), hal. 1196-1205. Tersedia melalui: Science Direct <[sciencedirect.com](http://sciencedirect.com)> [Diakses pada 15 Desember 2016].
- Johnson, R. S, 1988. *The Theory and Operation of Evaporative Coolers for Industrial Gas Turbine Installations*. Amsterdam: Gas Turbine and Aero Engine Congress and Exposition (5-9 Juni 1988).
- Kamal, N. A; Zuhair A. M, 2006. Enhancing Turbine Gas Output Through Inlet Air Cooling. *Sudan Engineering Society*, 52(4-6), hal. 7-14.
- Mee III, Thomas R, 2015. Gas Turbine Inlet Air Fogging for Humid Environments. *The Singapore Engineer*, MCI (074), hal 30-37.
- Meher-Homji, Cyrus B; Mee III, Thomas R, 2000. Gas Turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air. *Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium*, [e-jurnal] 28(2000), hal 93-113. Tersedia melalui Turbolab <[turbolab.tamu.edu](http://turbolab.tamu.edu)> [Diakses pada 15 Desember 2016].
- Rafief, 2007. *Studi Analisis Combined Cycle Power Plant Berbahan Bakar Gas Alam di PLTGU Gresik*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Satriananda, Dicky N, 2017. *Design of Chiller System Onboard PKR Ship (Frigate) Based on Vapor Absorption Refrigeration Method*. [pdf]
- Tim Dosen IPB, 2010. *E-Learning Mata Kuliah Teknik Pendinginan*. [online] Tersedia di: <<http://web.ipb.ac.id/~tepfeta/elearning/media/Teknik%20Pendinginan/awal.php>> [Diakses pada 15 Desember 2016].
- Wischnewski, Berndt (Peace Software), 2013. *Some Measured Data Online*. [online] Tersedia di: <[http://www.peacesoftware.de/einigewerte/einigewerte\\_e.html](http://www.peacesoftware.de/einigewerte/einigewerte_e.html)>

Zactruba, John, 2009. *What is ISO Rating of Gas Turbine?* [online] Tersedia di: <<http://www.brightengineering.com/power-plants/25425-what-is-iso-rating-of-gas-turbines/>> [Diakses pada 15 Desember 2016]

**Lampiran A**  
***Heat Balance* PLTGU**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*





**Lampiran B**  
***Heat Balance* HRSG**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**Performance Test  
Boiler at 100% Load  
HRSG #1**

Water Side								
Component	Flow	Flow	Temp	Temp	Press	Press	Enth	Enth
	HP water (t/h)	LP water (t/h)	HP water (°C)	LP water (°C)	HP water (ata)	LP water (ata)	HP water (kcal/kg)	LP water (kcal/kg)
HRSG7	184.13	58.97	137.40	137.40	107.20	18.30	138.04	138.04
HRSG8	181.17	54.76	137.40	137.40	107.20	18.30	138.04	138.04
HRSG9	182.76	54.77	137.40	137.40	107.20	18.30	138.04	138.04
Average	182.87	58.17	137.40	137.40	107.20	18.30	138.04	138.04
Heat Balance								
Corrected Values	184.10	52.75	138.20	188.20	107.90	15.70	140.47	139.05
Uncorrected Values	181.80	49.00	138.20	138.20	107.90	15.70	140.47	139.05

**Performance Test  
Boiler at 100% Load  
HRSG #1  
(lanjutan)**

Steam Side								
Component	Flow	Flow	Temp	Temp	Press	Press	Enth	Enth
	HP steam (t/h)	LP steam (t/h)	HP steam (°C)	LP steam (°C)	HP steam (ata)	LP steam (ata)	HP steam (kcal/kg)	LP steam (kcal/kg)
HRSG7	184.13	58.97	499.80	162.24	75.90	8.67	813.24	659.08
HRSG8	181.17	54.76	494.90	162.24	76.00	8.67	810.38	659.08
HRSG9	182.76	54.77	490.80	162.24	75.70	8.67	808.09	659.08
Average	182.87	58.17	495.17	162.24	75.87	8.67	810.57	659.08
Heat Balance								
Corrected Values	184.10	52.75	498.00	161.21	78.45	6.50	811.37	658.74
Uncorrected Values	181.80	49.00	507.00	161.21	78.00	6.50	818.90	658.74

**Performance Test**  
**Boiler at 100% Load**  
**HRSG #1**  
**(lanjutan)**

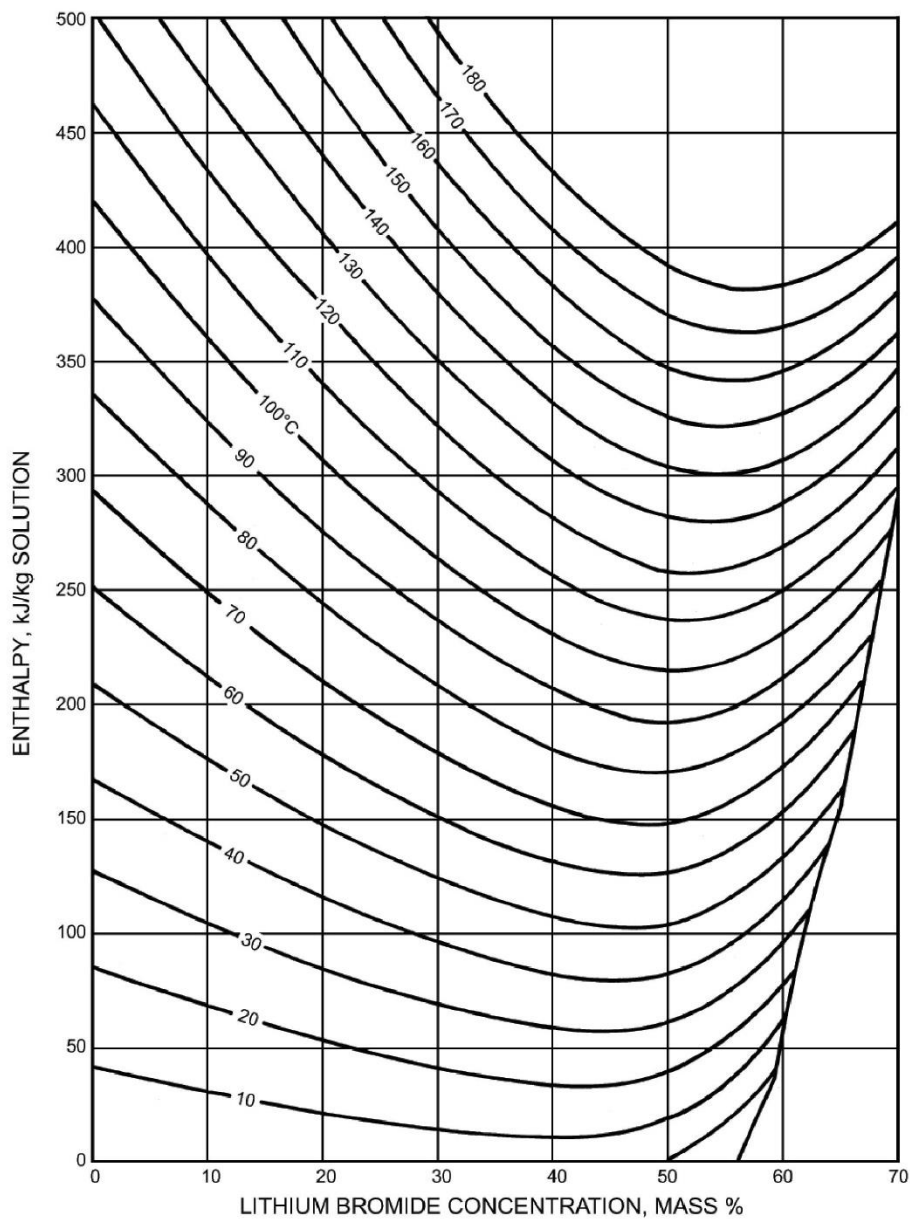
Preheater						
Component	Flow Cond	Temp Inlet	Temp Outlet	Enth Inlet	Enth Outlet	Power Preheater
	(t/h)	(°C)	(°C)	kcal/kg	(kcal/kg)	(Mcal/h)
Sum	731.00	48.70	129.20	48.80	129.80	59211.00
Average	243.57	48.70	129.20	48.80	129.80	19737.00
Heat Balance						
Corrected Values	227.30	50.00	134.20	50.10	185.00	19297.77
Uncorrected Values	227.30	50.00	134.20	50.10	185.00	19297.77

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**Lampiran C**  
**Properti Larutan Air-LiBr**



*Halaman ini sengaja dikosongkan*



EQUATIONS	CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr		TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C	
$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n$ in kJ/kg, where $t = ^\circ\text{C}$ and $X = \%\text{LiBr}$				
$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$		$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$	
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$		$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$	
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$		$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$	
$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$	$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$		$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$	
$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$	$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$		$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$	

Fig. 34 Enthalpy-Concentration Diagram for Water/Lithium Bromide Solutions

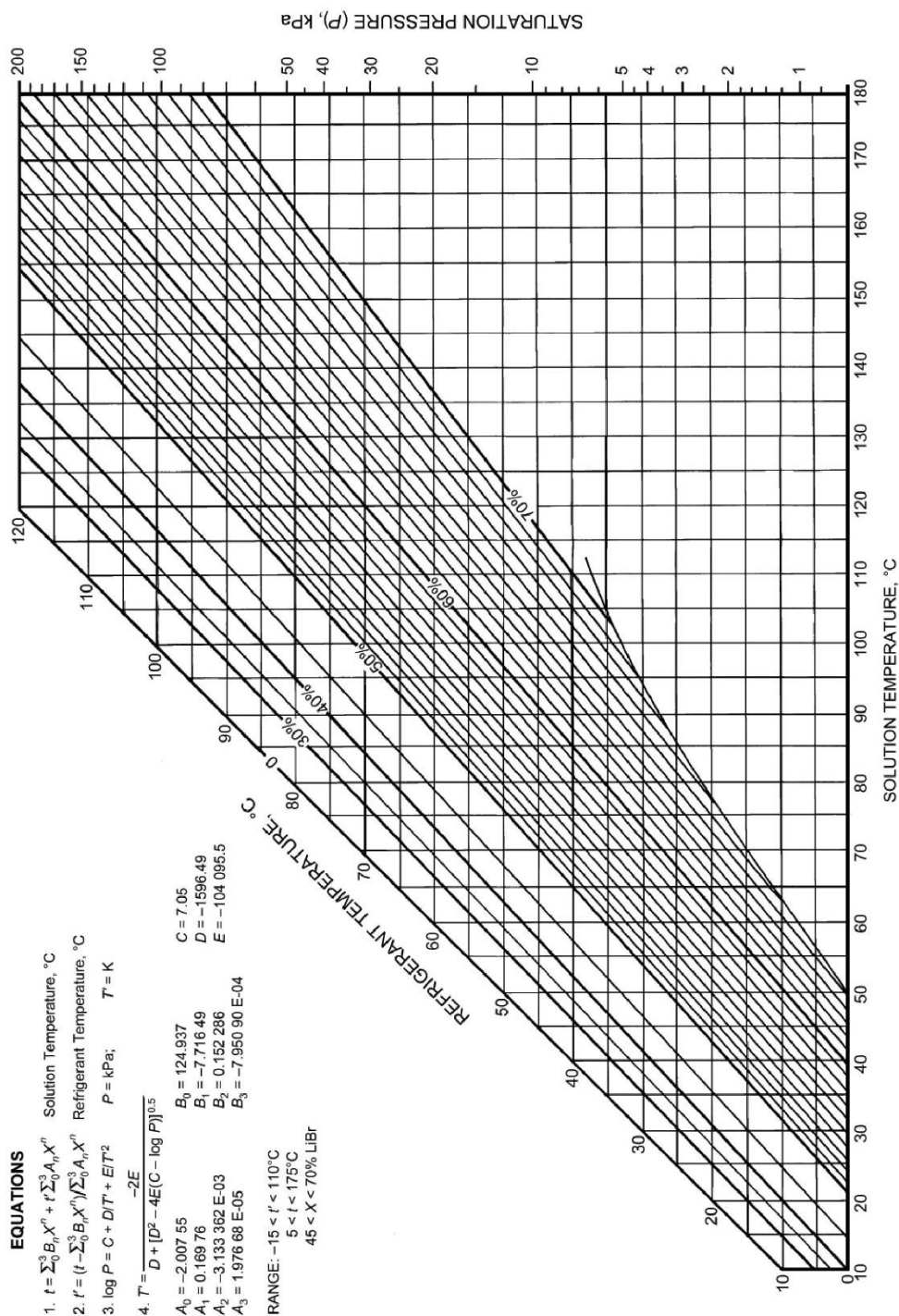


Fig. 35 Equilibrium Chart for Aqueous Lithium Bromide Solutions  
 Reprinted by permission of Carrier Corp.

**Lampiran D**  
**Algoritma Solver**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## Variasi Suhu Generator

SI=2

### {Input Parameters}

Tabs=25

Tabs=T[1]

T[1]=T[2]

Tg=T[4]

T[4]=T[7]

Tcon=40

Tcon=T[8]

Tevap=5

Tevap=T[10]

Qevap=22574,84465

Eff\_Hx=0,818

### {Pressure Design}

Phigh=pressure(WATER;T=T[8];x=0)

Plow=pressure(WATER;T=T[10];x=1)

### {Solution Heat Exchanger}

Eff\_Hx=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])

Qhx=m[1]\*(h[3]-h[2])

Qhx=m[4]\*(h[4]-h[5])

### {Solution Expansion Valve}

h[5]=h[6]

### {Evaporator}

h[10]=enthalpy(WATER;T=T[10];x=1)

h[8]=enthalpy(WATER;T=T[8];x=0)

m[10]=Qevap/(h[10]-h[9])

### {Refrigerant Expansion Valve}

h[9]=h[8]

T[9]=temperature(WATER;h=h[9];P=P[9])

### {Condenser}

h[7]=enthalpy(WATER;T=T[7];P=P[7])

Qcon=m[10]\*(h[7]-h[8])

### {Absorber}

Qabs=m[6]\*h[6]+m[10]\*h[10]-m[1]\*h[1]

### {Pump Calculation}

Wpump=m[1]\*v1\*(Phigh-Plow)/1000

v1=V\_LIBR(T[1];x[1];SI) {m<sup>3</sup>/kg}

{Generator/Desorber}

$Q_{\text{gen}} = m[7] \cdot h[7] + m[4] \cdot h[4] - m[3] \cdot h[3]$

{Exhaust Gas}

$Q_{\text{exh}} = 52527,4$

{COP}

$\text{COP} = Q_{\text{evap}} / (Q_{\text{gen}} + W_{\text{pump}})$

{Mass Balance}

$x[1] = X_{\text{LIBR}}(T[1]; P[1]; \text{SI})$

$x[4] = X_{\text{LIBR}}(T[4]; P[4]; \text{SI})$

$x[1] = x[2]$

$x[2] = x[3]$

$x[4] = x[5]$

$x[5] = x[6]$

$x[7] = 0$

$x[7] = x[8]$

$x[8] = x[9]$

$x[9] = x[10]$

$F = x[1] / (x[4] - x[1])$

$m[1] = m[10] \cdot (1 + F)$

$m[4] = m[10] \cdot F$

$m[1] = m[2]$

$m[2] = m[3]$

$m[4] = m[5]$

$m[5] = m[6]$

$m[7] = m[8]$

$m[8] = m[9]$

$m[9] = m[10]$

{System Pressure}

$P[1] = P_{\text{low}}$

$P[2] = P_{\text{high}}$

$P[3] = P_{\text{high}}$

$P[4] = P_{\text{high}}$

$P[5] = P_{\text{high}}$

$P[6] = P_{\text{low}}$

$P[7] = P_{\text{high}}$

$P[8] = P_{\text{high}}$

$P[9] = P_{\text{low}}$

$P[10] = P_{\text{low}}$

$z = \text{VISC\_LIBR}(T[1]; x[1]; \text{SI})$

{Solution Enthalpy}

$h[1] = H_{\text{LIBR}}(T[1]; x[1]; \text{SI})$

$h[2] = H_{\text{LIBR}}(T[2]; x[2]; \text{SI})$

```
h[3]=H_LIBR(T[3];x[3];SI)
h[4]=H_LIBR(T[4];x[4];SI)
h[5]=H_LIBR(T[5];x[5];SI)
h[6]=H_LIBR(T[6];x[6];SI)
```



## Variasi Suhu Evaporator

SI=2

### {Input Parameters}

Tab<sub>s</sub>=25  
Tab<sub>s</sub>=T[1]  
T[1]=T[2]  
T<sub>g</sub>=80  
T<sub>g</sub>=T[4]  
T[4]=T[7]  
T<sub>con</sub>=40  
T<sub>con</sub>=T[8]  
T<sub>evap</sub>=5  
T<sub>evap</sub>=T[10]  
Eff<sub>Hx</sub>=0,818

### {Pressure Design}

P<sub>high</sub>=pressure(WATER;T=T[8];x=0)  
P<sub>low</sub>=pressure(WATER;T=T[10];x=1)

### {Solution Heat Exchanger}

Eff<sub>Hx</sub>=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])  
Q<sub>hx</sub>=m[1]\*(h[3]-h[2])  
Q<sub>hx</sub>=m[4]\*(h[4]-h[5])

### {Solution Expansion Valve}

h[5]=h[6]

### {Evaporator}

h[10]=enthalpy(WATER;T=T[10];x=1)  
h[8]=enthalpy(WATER;T=T[8];x=0)  
m[10]=Q<sub>evap</sub>/(h[10]-h[9])

### {Refrigerant Expansion Valve}

h[9]=h[8]  
T[9]=temperature(WATER;h=h[9];P=P[9])

### {Condenser}

h[7]=enthalpy(WATER;T=T[7];P=P[7])  
Q<sub>con</sub>=m[10]\*(h[7]-h[8])

### {Absorber}

Q<sub>abs</sub>=m[6]\*h[6]+m[10]\*h[10]-m[1]\*h[1]

### {Pump Calculation}

W<sub>pump</sub>=m[1]\*v<sub>1</sub>\*(P<sub>high</sub>-P<sub>low</sub>)/1000  
v<sub>1</sub>=V<sub>LIBR</sub>(T[1];x[1];SI) {m<sup>3</sup>/kg}

### {Generator/Desorber}

$Q_{gen}=m[7]*h[7]+m[4]*h[4]-m[3]*h[3]$

{Exhaust Gas}

$Q_{exh}=52527,4$

{COP}

$COP=Q_{evap}/(Q_{gen}+W_{pump})$

{Mass Balance}

$x[1]=X\_LIBR(T[1];P[1];SI)$

$x[4]=X\_LIBR(T[4];P[4];SI)$

$x[1]=x[2]$

$x[2]=x[3]$

$x[4]=x[5]$

$x[5]=x[6]$

$x[7]=0$

$x[7]=x[8]$

$x[8]=x[9]$

$x[9]=x[10]$

$F=x[1]/(x[4]-x[1])$

$m[1]=m[10]*(1+F)$

$m[4]=m[10]*F$

$m[1]=m[2]$

$m[2]=m[3]$

$m[4]=m[5]$

$m[5]=m[6]$

$m[7]=m[8]$

$m[8]=m[9]$

$m[9]=m[10]$

{System Pressure}

$P[1]=P_{low}$

$P[2]=P_{high}$

$P[3]=P_{high}$

$P[4]=P_{high}$

$P[5]=P_{high}$

$P[6]=P_{low}$

$P[7]=P_{high}$

$P[8]=P_{high}$

$P[9]=P_{low}$

$P[10]=P_{low}$

$z=VISC\_LIBR(T[1];x[1];SI)$

{Solution Enthalpy}

$h[1]=H\_LIBR(T[1];x[1];SI)$

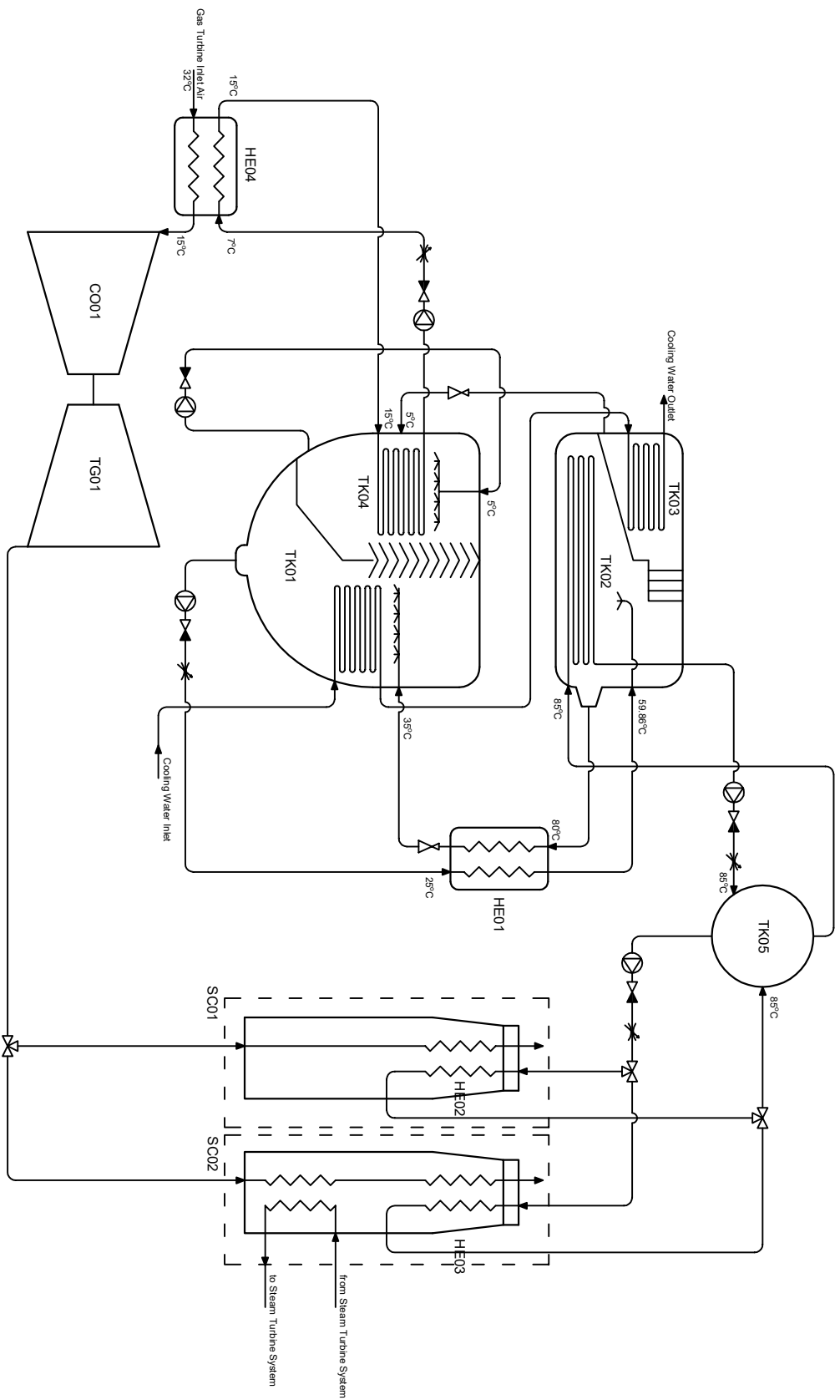
$h[2]=H\_LIBR(T[2];x[2];SI)$

$h[3]=H\_LIBR(T[3];x[3];SI)$

```
h[4]=H_LIBR(T[4];x[4];SI)
h[5]=H_LIBR(T[5];x[5];SI)
h[6]=H_LIBR(T[6];x[6];SI)
```

**Lampiran E**  
**P&ID Sistem Pendingin Absorpsi**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



Symbol	Equipment	Quantity
	Expansion valve	2
	Non-return valve	5
	Three-way valve	3
	Flow control valve	4
	Pump	5

Code	Equipment
CO01	Compressor
TG01	Gas turbine
TK01	System absorber
TK02	System steam generator
TK03	System condenser
TK04	System evaporator
TK05	Steam drum

Code	Equipment
HE01	System heat exchanger
HE02	Evaporator inside stack
HE03	Evaporator inside HRSG
HE04	Air intake evaporator
SC01	GT exhaust stack
SC02	HRSG system

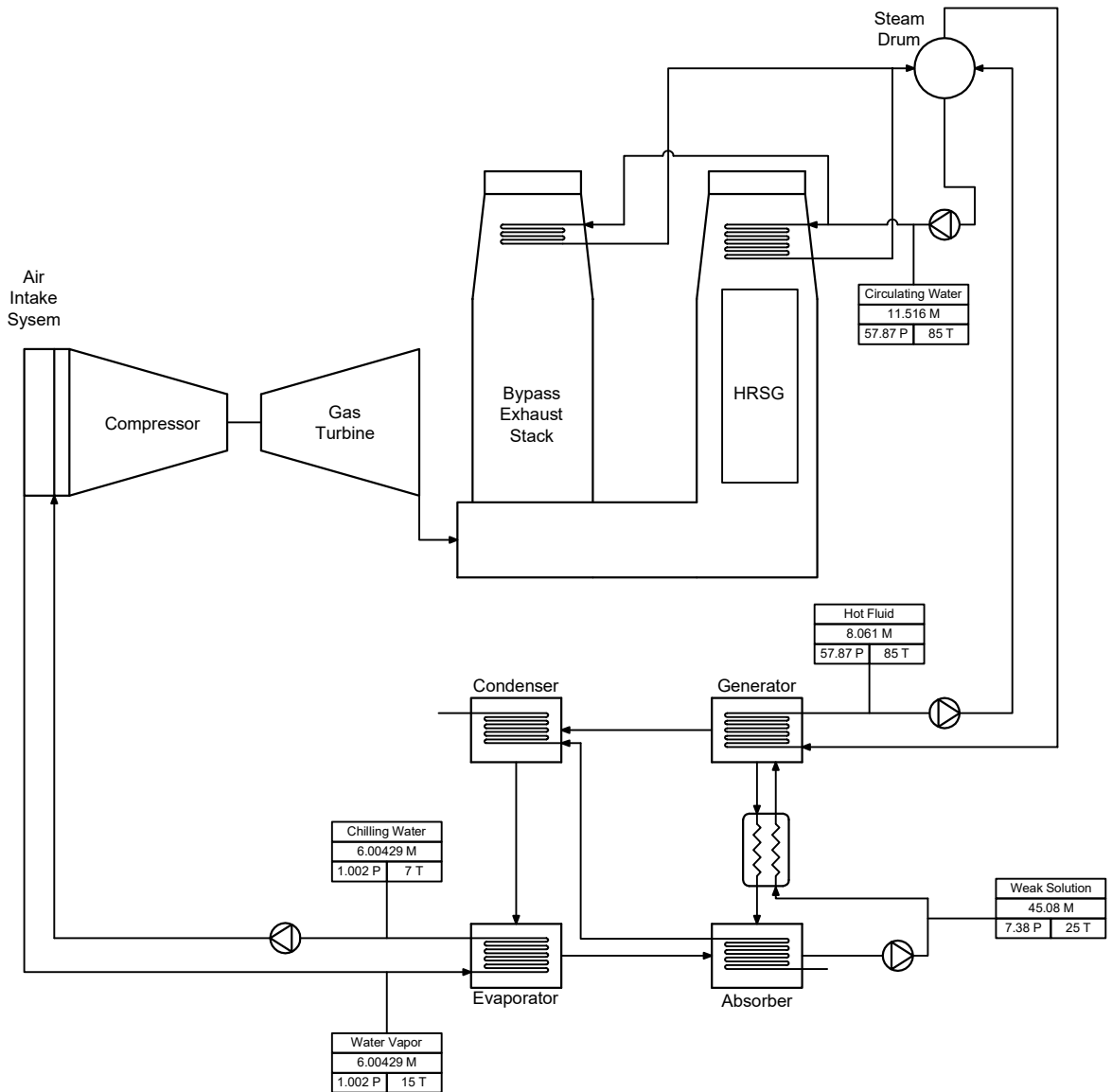
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Department of Marine Engineering		
Piping and Instrumentation Diagram Vapor Absorption Chiller System for Combined Cycle Power Plant		
DWG No. VACS-01	Rev. 02	Approved: Checked:

**Lampiran F**  
**Heat Balance Sistem pada Berbagai Suhu**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



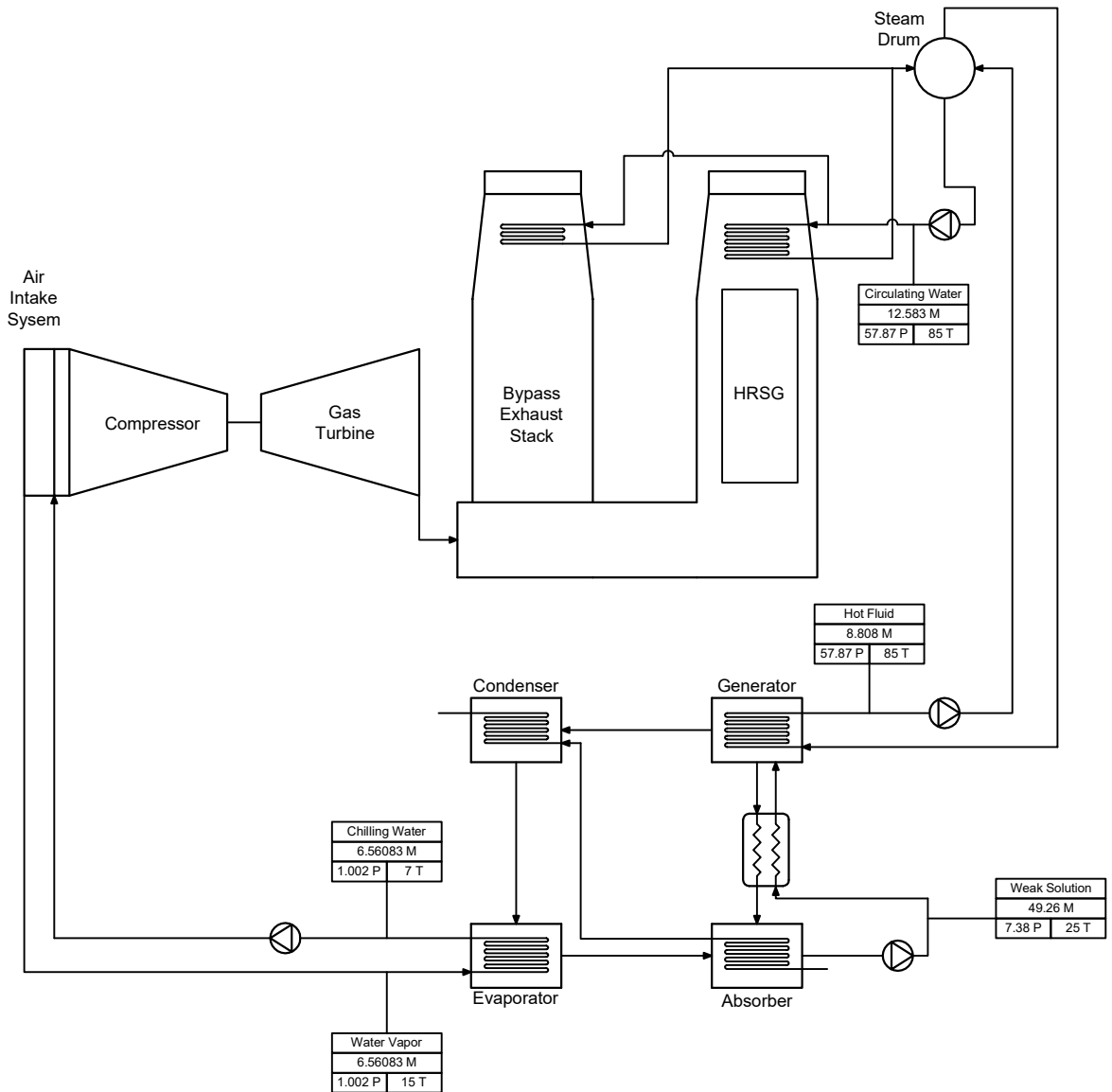
# Heat Balance Diagram (Ambient Air Temp: 27°C)



Component	Heat Transfer Rate (kW)
VAC Generator	18503
VAC Condenser	15902
VAC Evaporator	15007
VAC Absorber	17608

Note:  
M : mass flow rate (kg/s)  
P : pressure (kPa abs)  
T : temperature (°C)

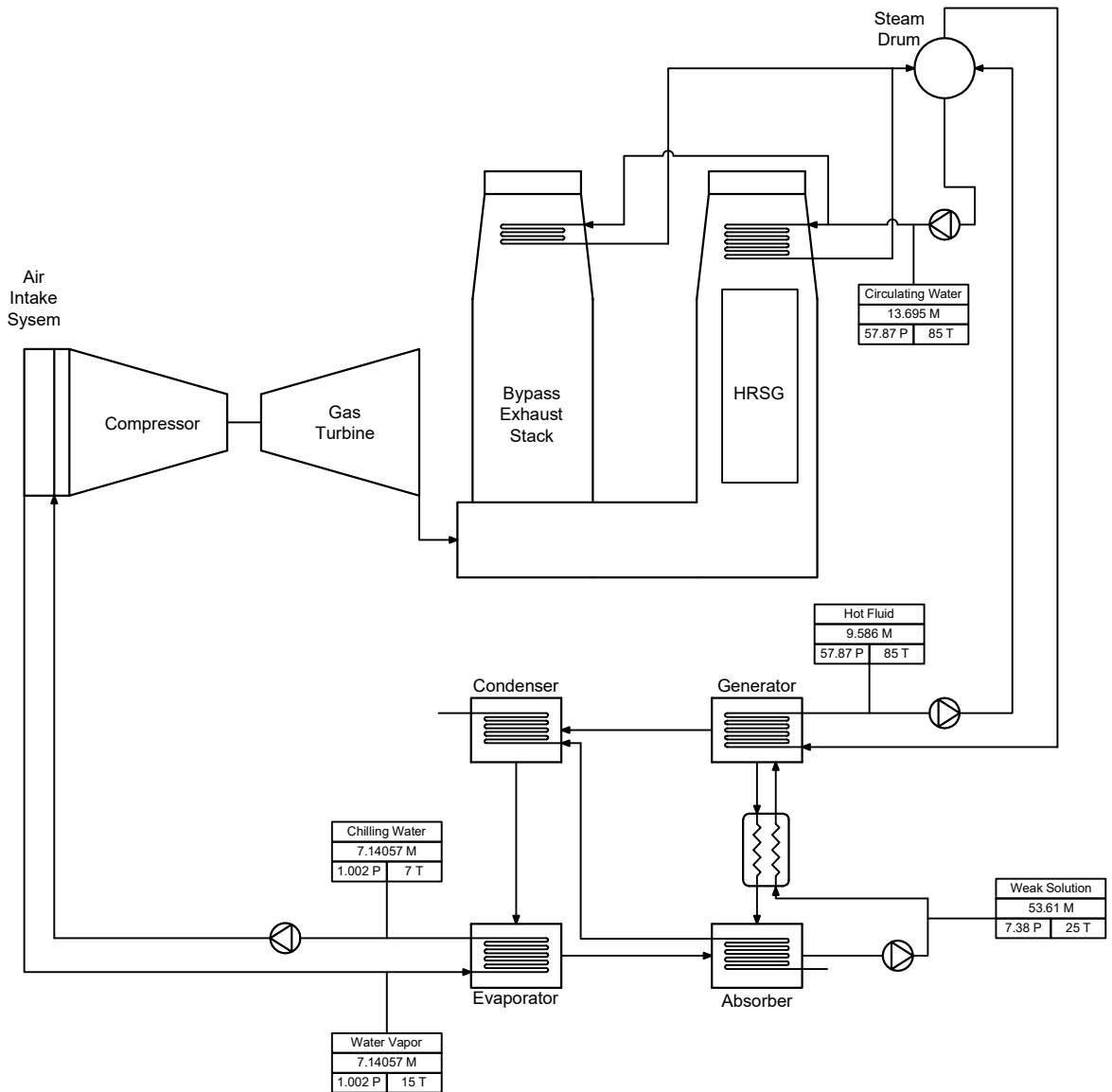
# Heat Balance Diagram (Ambient Air Temp: 28°C)



Component	Heat Transfer Rate (kW)
VAC Generator	20218
VAC Condenser	17376
VAC Evaporator	16398
VAC Absorber	19240

Note:  
M : mass flow rate (kg/s)  
P : pressure (kPa abs)  
T : temperature (°C)

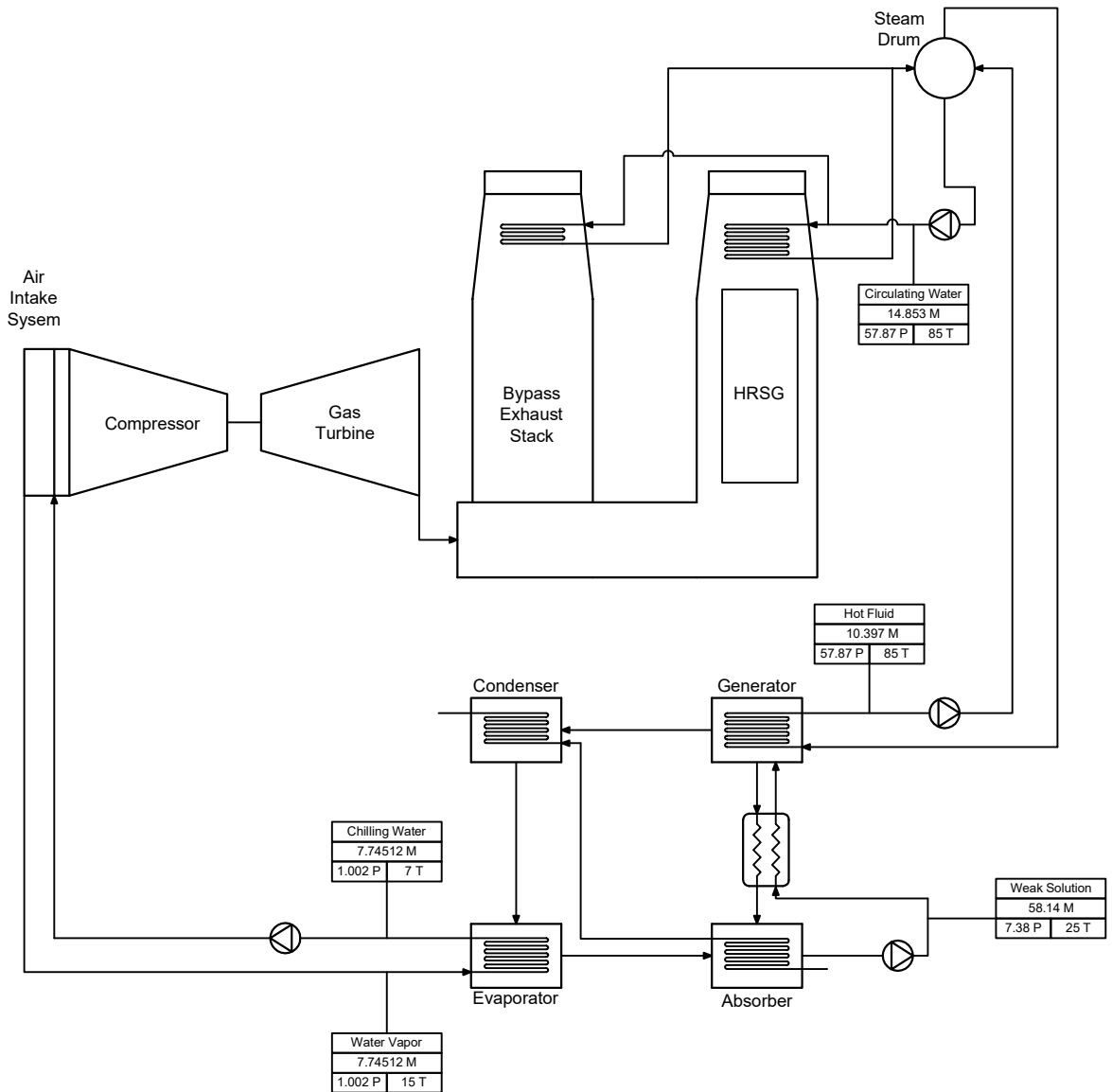
# Heat Balance Diagram (Ambient Air Temp: 29°C)



Component	Heat Transfer Rate (kW)
VAC Generator	22004
VAC Condenser	18911
VAC Evaporator	17847
VAC Absorber	20940

Note:  
M : mass flow rate (kg/s)  
P : pressure (kPa abs)  
T : temperature (°C)

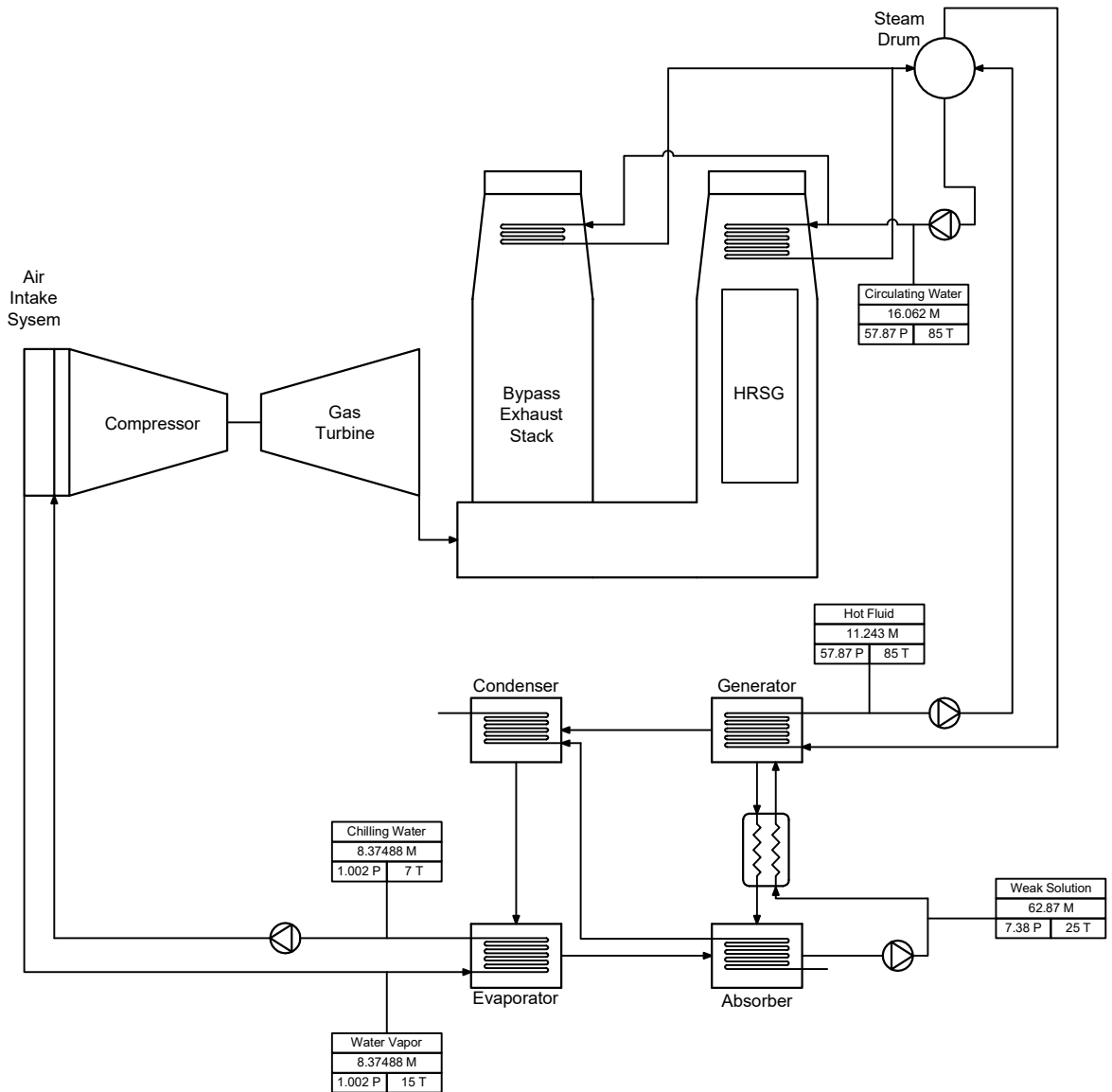
# Heat Balance Diagram (Ambient Air Temp: 30°C)



Component	Heat Transfer Rate (kW)
VAC Generator	23866
VAC Condenser	20511
VAC Evaporator	19358
VAC Absorber	22713

Note:  
M : mass flow rate (kg/s)  
P : pressure (kPa abs)  
T : temperature (°C)

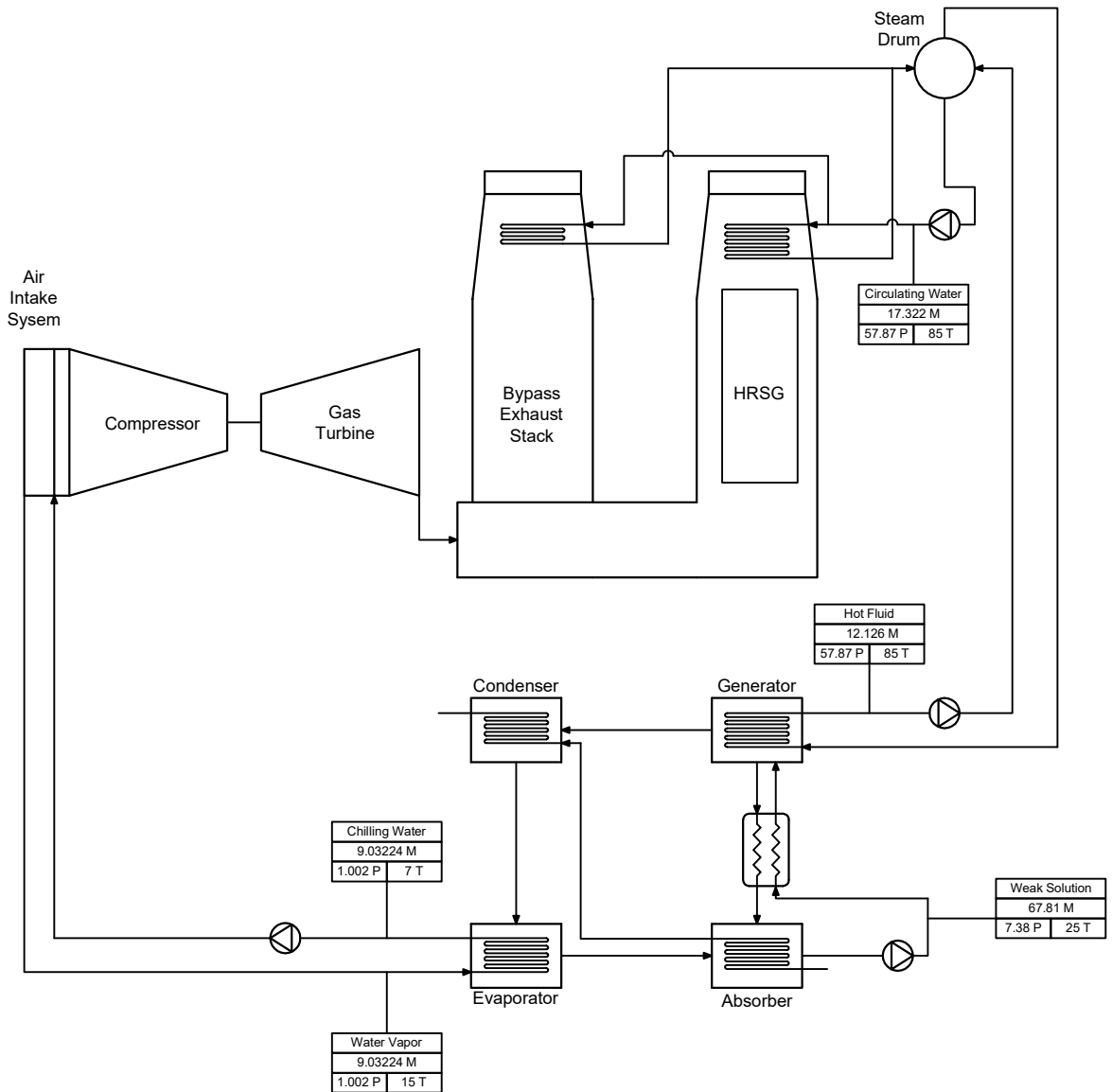
# Heat Balance Diagram (Ambient Air Temp: 31°C)



Component	Heat Transfer Rate (kW)
VAC Generator	25808
VAC Condenser	22180
VAC Evaporator	20932
VAC Absorber	24560

Note:  
M : mass flow rate (kg/s)  
P : pressure (kPa abs)  
T : temperature (°C)

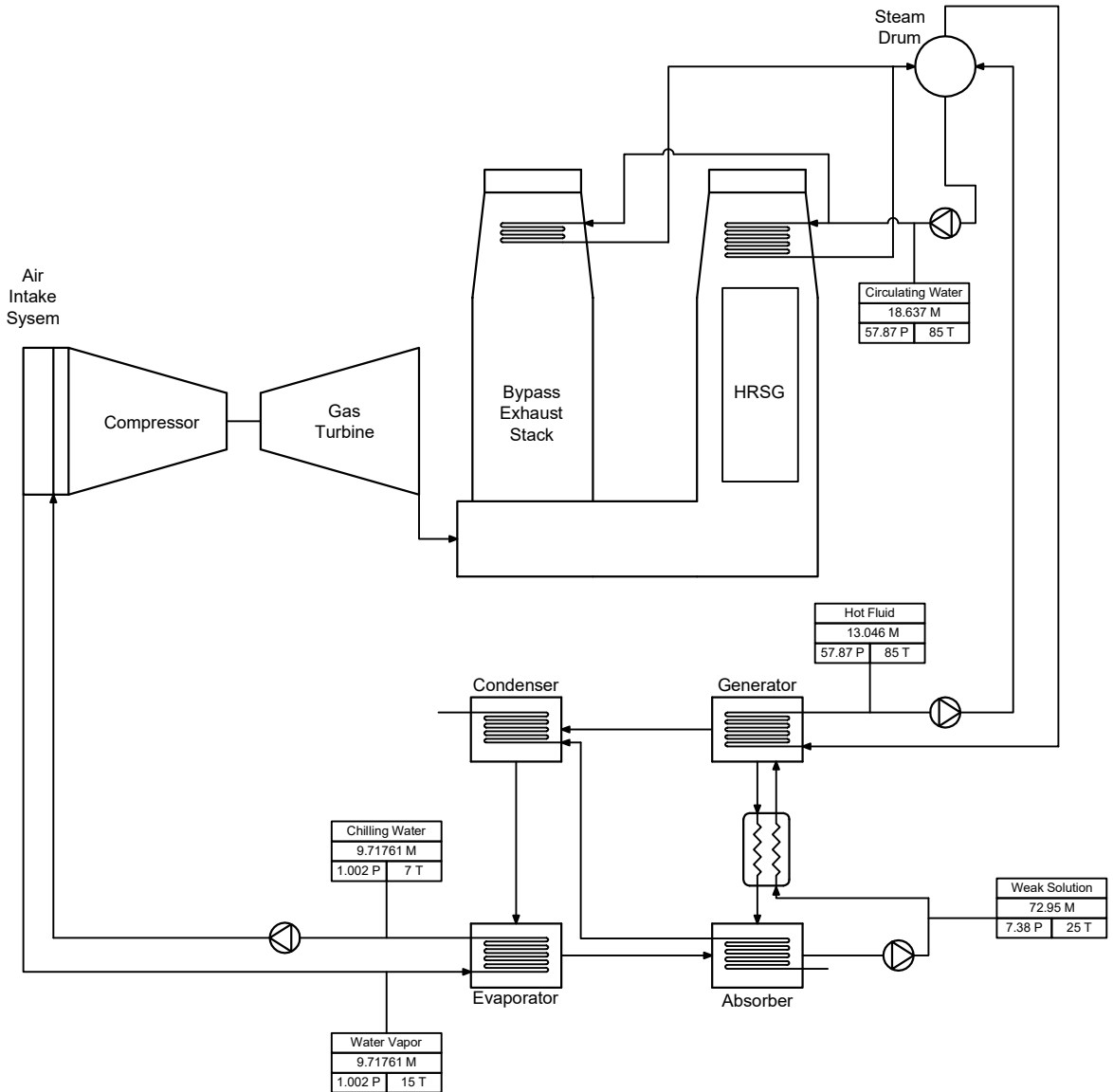
# Heat Balance Diagram (Ambient Air Temp: 32°C)



Component	Heat Transfer Rate (kW)
VAC Generator	27833
VAC Condenser	23920
VAC Evaporator	22575
VAC Absorber	26478

Note:  
M : mass flow rate (kg/s)  
P : pressure (kPa abs)  
T : temperature (°C)

# Heat Balance Diagram (Ambient Air Temp: 33°C)



Component	Heat Transfer Rate (kW)
VAC Generator	29945
VAC Condenser	25736
VAC Evaporator	22575
VAC Absorber	28498

Note:  
M : mass flow rate (kg/s)  
P : pressure (kPa abs)  
T : temperature (°C)



Penulis dilahirkan di Binjai pada 27 November 1995 dan merupakan anak pertama dari empat bersaudara. Pendidikan penulis dari TK hingga SMA ditempuh di TK Nurul Kamka, SD Negeri 020263, SMP Negeri 1, dan SMA Negeri 2 yang semuanya berada di Binjai, Sumatera Utara. Barulah saat kuliah penulis menempuhnya di luar kota, bahkan di luar pulau yaitu di ITS, Surabaya melalui jalur SBMPTN.

Pada tahun keempat di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, penulis mengambil bidang *Marine Machinery and System* yang juga menjadi tempat bagi penulis untuk mengabdikan diri sebagai *grader* dan sekretaris sekaligus bendahara. Sebelumnya penulis aktif di HIMASISKAL sebagai sekretaris Departemen Kesejahteraan Mahasiswa pada tahun kedua, dan ketua Departemen Kesejahteraan Mahasiswa pada tahun ketiga. Penulis juga mengabdikan diri sebagai bendahara FP 111, bendahara Barakuda '13 sejak tahun ketiga, dan bendahara Marine Icon 2016 yang membuatnya lekat dengan urusan tagih-menagih. Di sisi lain, penulis juga pernah menjadi ketua panitia kegiatan pelatihan *project management* dan juga panitia IMAC 2015.

Penulis selalu berharap seluruh mahasiswa dapat merasakan kesejahteraan berdasarkan standar masing-masing melalui kemudahan dan keadilan selama menempuh perkuliahan terutama dalam bidang akademik dan finansial. Penulis juga, dengan segala kerendahan hati, ingin meminta maaf atas segala keburukan yang ditinggalkan oleh penulis kepada semua orang baik itu sengaja maupun tidak.